

Trabajo Final de Grado

Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales

**Diseño y fabricación del sistema de dirección de un
vehículo eléctrico ElectroCat**

MEMÓRIA

Autor: Luis Ángel Castro Gualán
Director: Emilio Hernández Chiva
Convocatoria: Septiembre 2018



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resumen

El presente trabajo final de grado, en adelante TFG, define la mejor opción para el sistema de dirección de un vehículo eléctrico ligero participante en el evento ElectroCat 2018 (edición V).

La ElectroCat es un evento anual, celebrado en Santa Perpetua de Moguda, en el que varios centros de formación profesional diseñan y construyen un vehículo eléctrico ligero, desde cero, para posteriormente ponerlos a prueba en un circuito.

En particular, el autor formó parte del Equipo CREVE en la edición V de la ElectroCat y fue el encargado de proponer una solución para el sistema de dirección del vehículo.

Así pues, este TFG documenta las consideraciones y metodologías utilizadas para la realización del diseño, validación y construcción del sistema de dirección del vehículo construido por el Equipo CREVE.

Sumario

RESUMEN	3
SUMARIO	4
1. PREFACIO	6
1.1. Motivación.....	6
1.2. Conocimientos previos.....	6
2. INTRODUCCIÓN	7
2.1. ElectroCat	7
2.2. Equipo CREVE	8
2.3. Objetivos del proyecto	8
2.4. Alcance del proyecto.....	9
3. ESTADO DEL ARTE	10
3.1. El sistema de dirección	10
3.2. Componentes del sistema de dirección	10
3.3. Tipos de dirección	11
3.3.1. Dirección por palanca	11
3.3.2. Dirección por cremallera	13
4. ELECCIÓN DEL SISTEMA	14
4.1. La matriz de Pugh.....	14
4.2. Criterios de evaluación	14
4.3. Alternativas de diseño.....	17
4.4. Elección final.....	17
5. ESTUDIO PRELIMINAR DEL SISTEMA	19
5.1. Geometría de Ackermann.....	19
5.1.1. Dirección por detrás del eje y dirección por delante del eje	23
5.2. Ratio de dirección	24
5.3. Otros parámetros	25
5.3.1. Ángulo de salida o de pivote (<i>Kingpin angle</i>)	25
5.3.2. Ángulo de caída (<i>Camber angle</i>)	25
5.3.3. Ángulo de avance (<i>Caster angle</i>).....	26
5.3.4. Ángulo de convergencia (<i>Toe angle</i>)	26
6. DISEÑO DEL SISTEMA	28
6.1. Prediseño del sistema.....	28
6.1.1. Posición del volante	29

6.1.2.	Posición de la columna de dirección	30
6.1.3.	Posición de la palanca	31
6.1.4.	Posición de las varillas y brazos de dirección	32
6.2.	Primer diseño del sistema	34
6.3.	Diseño final.....	37
6.3.1.	Geometría final	40
6.3.2.	Elección del volante	43
6.3.3.	Diseño de la columna de dirección	43
6.3.4.	Unión volante-columna de dirección	44
6.3.5.	Diseño de la palanca.....	45
6.3.6.	Unión varillas de dirección-palanca.....	46
6.3.7.	Diseño de las varillas de dirección	46
6.3.8.	Diseño de los brazos de dirección	46
6.4.	Montaje final	47
7.	VALIDACIÓN DEL SISTEMA	51
7.1.	Unidades	51
7.2.	Metodología.....	51
7.3.	Descripción del modelo	52
7.4.	Materiales	55
7.5.	Condiciones de contorno.....	55
7.6.	Criterios de aceptación.....	59
7.7.	Resultados	59
7.8.	Cálculo de la garganta de la soldadura.....	66
7.9.	Validación de los pernos	68
7.10.	Validación de las cabezas de rótula.....	71
8.	PRESUPUESTO	72
9.	IMPACTO AMBIENTAL	74
10.	PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO (GANTT).....	75
	CONCLUSIONES	76
	AGRADECIMIENTOS	77
	BIBLIOGRAFÍA	78
	Referencias bibliográficas.....	78
	Bibliografía complementaria	78

1. Prefacio

1.1. Motivación

El hecho de poder ver la evolución de un sistema mecánico, desde que se modela en ordenador hasta su construcción, es el principal motivo por el que se ha decidido realizar este proyecto.

Además, se ha tenido la oportunidad de colaborar en la construcción de un vehículo eléctrico. Lo que ha permitido conocer más sobre su funcionamiento y sobre los mecanismos necesarios en un automóvil.

1.2. Conocimientos previos

Para realizar este proyecto ha sido necesario el uso de herramientas CAD (*Computer-aided Design*) y CAE (*Computer-aided Engineering*), además de emplear los conocimientos adquiridos a lo largo del Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales. Concretamente, conocimientos de Mecánica, Resistencia de Materiales y Expresión Gráfica.

Como herramientas CAD, se ha utilizado el programa SolidWorks 2016 para realizar el diseño y ensamblaje del sistema de dirección y, en cuanto a herramientas CAE, se ha utilizado el software ANSYS 19.0 para validar el sistema empleando el Método de los Elementos Finitos (MEF).

2. Introducció

2.1. ElectroCat

Este TFG se enmarca en la ElectroCat, un certamen que, desde la primera edición en 2013, es promovido y organizado anualmente por el ayuntamiento de Santa Perpetua de Moguda con el objetivo de impulsar el vehículo eléctrico y la movilidad sostenible.

Concretamente, la ElectroCat consiste en una actividad pedagógica, dirigida a alumnos adscritos a centros de Formación Profesional de Automoción, en la que los estudiantes deben diseñar y construir un vehículo eléctrico ligero, desde cero, sobre una base motriz común (motor, variador y baterías).

La ElectroCat, además, no dejar de ser una competición ya que los prototipos construidos se someten a una serie de pruebas en las que se evalúa las prestaciones, características y el diseño de cada uno, según lo estipulado en el Reglamento Deportivo del evento.

En particular, en la edición V, estas pruebas consistieron en:

- Pruebas estáticas: verificaciones técnicas y presentación del proyecto.
- Pruebas dinámicas: eslalon y vueltas en circuito urbano.

La participación de los vehículos en estas pruebas viene regulada por el cumplimiento de un Reglamento Técnico, en el que se especifica los requisitos básicos que deben satisfacer los vehículos. En concreto, se detalla requerimientos relacionados con el chasis, el equipamiento de seguridad, los sistemas de tracción, frenos y dirección, el sistema eléctrico y la carrocería.

Los centros que participaron en la edición V de la ElectroCat fueron:

- Centre d'Estudis Monlau – Barcelona
- Centre d'Estudis Roca – Barcelona
- Centre de Recursos del Vehicle Elèctric – Sta. Perpetua de Moguda
- Escola Técnica de Girona – Girona
- Institut Castellarnau – Sabadell
- Institut Palau Ausit – Ripollet

- Centre Tècnic del Vallès – Les Franqueses del Vallès (no participó en las pruebas dinámicas)
- Institut Pedraforca – L'Hospitalet de Llobregat (no participó en las pruebas dinámicas)

2.2. Equipo CREVE

El Centro de Recursos del Vehículo Eléctrico (CREVE), de Santa Perpetua de Moguda, forma anualmente un nuevo equipo para participar en la ElectroCat: el “Equipo CREVE”.

El Equipo CREVE, a diferencia del resto de equipos participantes, no lo integran estudiantes del mismo centro, sino voluntarios y voluntarias jóvenes con nociones en mecánica, electricidad o electrónica a los que les resulta atractivo el hecho de tener que diseñar y construir un vehículo eléctrico desde cero.

En la edición V, el equipo estuvo formado por 7 personas: 1 estudiante de Máster en Automoción (quien lideró el proyecto), 4 estudiantes de Grado de Ingeniería de diferentes disciplinas (Energía, Mecánica y Tecnologías Industriales), 1 estudiante de Formación Profesional en Automatización y 1 Técnico en Soldadura.

En cuanto a la participación de este equipo en la ElectroCat, esta ha resultado ser siempre satisfactoria. De hecho, en la edición II el equipo llegó a conseguir la 4ª posición en las pruebas dinámicas de la competición.

Sin embargo, en la edición IV el vehículo no pudo llegar a competir debido a ciertos problemas técnicos en el sistema de transmisión.

Debido a esto, el objetivo para la edición V era conseguir que el vehículo vuelva a participar en las pruebas dinámicas del evento.

2.3. Objetivos del proyecto

El objetivo principal de este proyecto es diseñar, validar y construir el sistema de dirección del vehículo del Equipo CREVE. Se trata de un vehículo eléctrico ligero construido (íntegramente por el equipo) en las instalaciones del CREVE y que, posteriormente, participará en el evento ElectroCat 2018.

Dicho esto, se plantean los siguientes subobjetivos:

En cuanto al diseño:

- El sistema de dirección deberá satisfacer los requerimientos que se detallan en el Reglamento Técnico.
- El sistema de dirección deberá ser ergonómico a manos del piloto.
- El sistema de dirección deberá ser fiable y preciso.
- El diseño no deberá implicar procesos de fabricación complejos y/o costosos.

En cuanto a la validación:

- Conseguir ejecutar una simulación que garantice la validez de los resultados obtenidos por el MEF (Método de los Elementos Finitos).
- Conseguir validar el sistema de dirección con el máximo de detalle posible.

Y, en cuanto a la construcción:

- Hacer un montaje que se aproxime lo máximo posible al sistema diseñado, teniendo en cuenta los aparatos y herramientas disponibles en las instalaciones del CREVE.

2.4. Alcance del proyecto

El alcance de este proyecto consiste en diseñar íntegramente el sistema de dirección del vehículo. Sin embargo, ha habido algunos componentes que no ha sido posible diseñarlos ya que el equipo se ha visto obligado a reutilizar del vehículo de la edición anterior. Este es el caso de los neumáticos y de las manguetas de dirección. En consecuencia, en este TFG no se contempla realizar el diseño de estos componentes, aunque sí que se han tenido en cuenta para el diseño del resto.

Por otra parte, en la definición del proyecto se ha visto que el sistema de dirección se ve muy influenciado por la dinámica del vehículo. No obstante, el estudio de esta dinámica queda fuera del alcance de este proyecto ya que, tanto por falta de conocimientos como de tiempo, no ha sido posible sacar una conclusión clara de su influencia en el sistema de dirección.

Por último, cabe remarcar que la solución propuesta se ha definido en términos básicos, de manera que el lector pueda tener una visión global de los aspectos fundamentales a tener en cuenta para diseñar el sistema de dirección de un vehículo.

3. Estado del arte

3.1. El sistema de dirección

Por definición, el sistema de dirección de un vehículo es el conjunto de mecanismos que permite al conductor controlar las ruedas directrices, de manera que podrá orientarlas convenientemente según la trayectoria deseada.

Este sistema permite la interacción entre el piloto y vehículo, motivo por el cual debe satisfacer las siguientes características:

- Seguridad: se consigue mediante una correcta selección de los materiales para cada componente del sistema. En este caso, interesa conseguir un sistema de dirección rígido para poder ser maniobrado.
- Suavidad: el conductor debe poder dirigir el vehículo sin ninguna dificultad, lo que requiere de cierta precisión en la fase de diseño y montaje del sistema.
- Precisión: una excesiva suavidad en el sistema podría hacer que el conductor no sintiera la dirección. Por el contrario, una dirección muy dura produciría una conducción fatigosa. Encontrar el punto medio es la clave para poder hacer una conducción precisa.
- Irreversibilidad: el volante debe ser el único componente que se gobierna el movimiento del sistema. Por lo tanto, el sistema de dirección debe evitar que las irregularidades del terreno se transmitan al volante.

3.2. Componentes del sistema de dirección

Actualmente, existe una gran variedad de sistemas de dirección en el mercado del automóvil, cada uno con unas determinadas características que lo hacen apropiado para el tipo de vehículo en el que estarán montados.

Pese a esto, todos son funcionalmente similares. Todos están formados por una serie de componentes que permiten transformar el movimiento giratorio del volante en un movimiento lineal que varía la orientación de las ruedas directrices.

Los componentes que conforman el sistema de dirección son:

- Volante: elemento encargado de gobernar todo el sistema de dirección según las

órdenes del piloto.

- Columna de dirección: elemento encargado de unir el volante, al que es solidario, con el mecanismo de dirección.
- Mecanismo de dirección: mecanismo encargado de transformar el movimiento giratorio que recibe del volante en un movimiento lineal.
- Varillas de dirección: elemento encargado de transmitir el movimiento lineal resultante a los brazos de dirección.
- Brazos de dirección: elemento que rota alrededor de un pivote gracias al movimiento que recibe de las varillas. Este elemento, además, es solidario al eje de las ruedas. El conjunto formado por el brazo de dirección, pivote y eje se denomina mangueta de dirección.

3.3. Tipos de dirección

El mecanismo que transforma el movimiento giratorio del volante en un movimiento lineal es el que da nombre al sistema de dirección. De este modo, la dirección por palanca funciona gracias a un mecanismo de palanca, la dirección por cremallera gracias a un mecanismo de engranajes piñón-cremallera y la dirección por tornillo sin fin gracias a un mecanismo de engranajes tornillo sin fin-corona (entre otras tipologías).

Estos sistemas de dirección (que son sistemas de dirección mecánicos) son los más comunes en los vehículos cuyo peso sobre el eje directriz es bajo (como lo será en este vehículo). Sin embargo, en este TFG solamente se han considerado los sistemas de dirección más comunes en los *karts*, dada la analogía entre estos y el vehículo a construir.

Tras una búsqueda de diferentes modelos de *kart*, se ha encontrado que la mayoría están equipados con sistemas de dirección por palanca o sistemas de dirección por cremallera.

A continuación, se describe el funcionamiento de cada uno.

3.3.1. Dirección por palanca

En los sistemas de dirección por palanca el mecanismo de dirección puede ser de dos tipos: uno basado en una palanca simple y, el otro, en una palanca acodada (*bell-crank*); ambas solidarias a la columna de dirección.

La siguiente figura muestra una imagen de la palanca acodada:

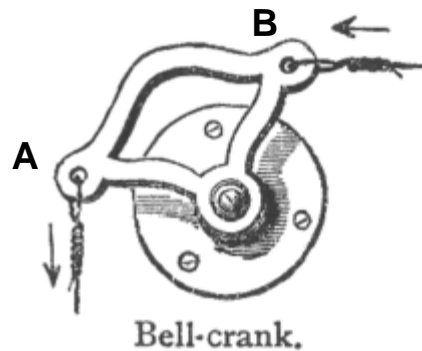


Figura 3.1 Palanca acodada (bell-crank).

Tal y como se observa en la *Figura 3.1*, una palanca acodada consiste en una palanca con dos brazos solidarios que tienen un fulcro en común.

Este elemento permite cambiar la dirección del movimiento que se recibe en uno de los brazos en función del ángulo que forma el uno con el otro. En la *Figura 3.1*, por ejemplo, se muestra un *bell-crank* cuyos brazos forman un ángulo de 90° ya que el movimiento que recibe el mecanismo en A, vertical hacia abajo, se convierte en un movimiento horizontal hacia la izquierda en B.

Este mecanismo, colocado en el sistema de dirección de un vehículo, debe ser solidario a la columna de dirección de tal manera que el eje de rotación del *bell-crank* coincida con el eje de la columna. De esta manera, el movimiento del *bell-crank* pasará a estar gobernado por el movimiento rotativo de la columna de dirección y en los puntos A y B, que es donde estarán articuladas las varillas de dirección, se entregará un movimiento lineal.

Las siguientes figuras muestran ejemplos de sistemas de dirección por palanca:



Figura 3.2 Sistemas de dirección por palanca de kart. A la izquierda, una palanca acodada y, a la derecha, una palanca simple.

3.3.2. Dirección por cremallera

En los sistemas de dirección por cremallera el mecanismo de dirección consiste en un mecanismo de engranajes piñón-cremallera, en el que el piñón se monta en el extremo de la columna de dirección y la cremallera se coloca perpendicular al eje de la columna.

La siguiente figura muestra una imagen del mecanismo:



Figura 3.3 Mecanismo piñón-cremallera.

En este tipo de dirección el movimiento giratorio del volante se transmite al piñón y este, a la vez, lo convierte en un desplazamiento lateral de la cremallera. El movimiento lineal resultante se logra transmitir a los brazos de dirección mediante las varillas de dirección, que se articulan en los extremos laterales de la cremallera.

Un ejemplo de sistema de dirección por cremallera se muestra en la siguiente figura:



Figura 3.4 Juego de componentes de dirección por cremallera para kart.

4. Elección del sistema

Vistos los diferentes sistemas de dirección entre los que elegir (los explicados en el apartado 3.3 *Tipos de dirección*), a continuación, se determinará qué sistema se diseñará en el vehículo del Equipo CREVE.

Para esto, se ha recurrido a una herramienta de ayuda a la toma de decisiones: la matriz de Pugh.

4.1. La matriz de Pugh

La matriz de Pugh, como el propio nombre indica, consiste en una matriz que permite seleccionar la mejor alternativa de diseño de un producto considerando de manera conjunta todos los posibles criterios de evaluación de este.

Para utilizar este método es necesario, por una parte, identificar los criterios de evaluación del producto (que suelen ser requisitos del producto) y, seguidamente, asignarles una importancia de cada uno. De esta manera, se logra dar más relevancia a los criterios que son críticos para la consecución del producto en contra los que no lo son.

Por otra parte, también es necesario definir las posibles alternativas de diseño.

Determinado esto, el método permite evaluar numéricamente cada uno de los criterios para cada alternativa.

Finalmente, se añade una fila o columna a la matriz en la que aparecerá la suma total de los criterios para cada alternativa. Como es de esperar, se diseñará aquella que obtenga la mayor puntuación.

Siguiendo este método se consigue decidir, de manera totalmente objetiva, el sistema de dirección más conveniente para el vehículo del Equipo CREVE (producto a diseñar en este TFG).

4.2. Criterios de evaluación

A continuación, se citan los criterios de evaluación que se han considerado para elegir el sistema de dirección:

- **Fiabilidad del sistema:** el sistema de dirección deberá permitir girar al vehículo en las pruebas de la ElectroCat garantizando, así, su funcionamiento y seguridad.

- Suavidad del sistema: el conductor deberá poder maniobrar el vehículo sin dificultad.
- Precisión del sistema: el vehículo deberá ser capaz de trazar cualquier curva con la rapidez necesaria y sin perder la estabilidad.
- Irreversibilidad del sistema: el sistema de dirección no deberá transmitir las irregularidades del terreno al conductor.
- Masa mínima: el sistema de dirección deberá ser lo más ligero posible con tal de minimizar la masa del vehículo.
- Volumen mínimo: el sistema de dirección no deberá ocupar mucho espacio en el habitáculo del vehículo, pues coexistirá con otros sistemas y podría afectar en la conducción.
- Coste de fabricación mínimo: el vehículo se construirá gracias al dinero que el Ayuntamiento de Santa Perpetua de Moguda destina a proyectos de esta índole, por lo que el coste total de fabricación del vehículo es un factor importante.
- Sencillo de fabricar: el vehículo será construido íntegramente por el Equipo CREVE en las instalaciones del CREVE.
- Fácil de encontrar recambios: en caso de que algún componente del sistema falle (antes o durante el desarrollo de las pruebas), deberá ser fácil de encontrarle un recambio.

Seguidamente, en la *tabla 4.1* se muestra la importancia que se ha dado a cada uno de los criterios citados.

Para esto, a cada criterio se le ha asignado un valor del 1 al 5, tal que:

1. Cumplir el criterio es muy poco importante para la consecución del producto.
2. Cumplir el criterio es poco importante para la consecución del producto.
3. Cumplir el criterio es importante para la consecución del producto.
4. Cumplir el criterio es bastante importante para la consecución del producto.
5. Cumplir el criterio es muy importante para la consecución del producto.

Tabla 4.1 Asignación de importancias de los criterios.

CRITERIO	IMPORTANCIA	JUSTIFICACIÓN
Fiabilidad del sistema	5	Los 4 son características indispensables en un sistema de dirección. Se le ha restado importancia a la suavidad del sistema ya que, a priori, la carga sobre el eje delantero (eje directriz) será muy baja, por lo que el par necesario para hacer girar el vehículo también lo será. Asimismo, se le ha restado importancia a la irreversibilidad ya que las pruebas dinámicas se llevarán a cabo sobre un terreno que, difícilmente, podrá llegar a desestabilizar el vehículo.
Suavidad del sistema	4	
Precisión del sistema	5	
Irreversibilidad del sistema	4	
Masa mínima	2	Al tratarse de una competición, la masa total del vehículo es un factor a tener en cuenta. Sin embargo, no se ha considerado que fuere algo indispensable para la consecución del objetivo del proyecto.
Volumen mínimo	3	Se ha considerado un factor importante ya que el tamaño del sistema influirá directamente en la accesibilidad del vehículo y en la comodidad del piloto durante la conducción.
Coste de fabricación mínimo	3	Dado que es un proyecto que se llevará a cabo gracias a la ayuda del ayuntamiento de Sta. Perpetua, se primará conseguir un sistema de dirección económico.
Sencillo de fabricar/montar	4	Dado que el vehículo se construirá íntegramente por el Equipo CREVE, es necesario que el sistema sea fácil de construir/montar ya que la idea es no tener que recurrir a talleres externos, a no ser que sea de extrema necesidad.

Fácil de encontrar recambios	5	En caso de que algún componente del sistema falle durante las pruebas, deberá ser fácil encontrar/fabricar un recambio para que el vehículo pueda seguir compitiendo.
------------------------------	---	---

4.3. Alternativas de diseño

Como ya se ha mencionado anteriormente, en este TFG tan solo se han considerado los sistemas de dirección más utilizados en el mundo del *karting*:

- Dirección por palanca.
- Dirección por cremallera.

Así pues, estas son las alternativas de diseño entre las que decidir.

4.4. Elección final

Por último, la valoración del grado de cumplimiento de cada uno de criterios se ha realizado asignando, a cada alternativa, un valor del 1 al 5 de manera que:

1. La alternativa no satisface el criterio.
2. La alternativa satisface poco el criterio.
3. La alternativa satisface el criterio.
4. La alternativa satisface bien el criterio.
5. La alternativa satisface muy bien el criterio.

A continuación, se muestra los resultados obtenidos tras aplicar el método de Pugh:

	Importancia	Dirección por palanca	Dirección por cremallera
Fiabilidad del sistema	5	4	5
Suavidad del sistema	4	3	5
Precisión del sistema	5	3	4
Irreversibilidad del sistema	4	3	4
Masa mínima	2	5	3
Volumen mínimo	3	5	2
Coste de fabricación mínimo	3	4	3
Sencillo de fabricar/montar	4	4	3
Fácil de encontrar recambios	5	4	2
TOTAL		132	124

Figura 4.1 Resultados de la toma de decisión.

A la vista de las puntuaciones totales, se observa que ambos sistemas han obtenido una puntuación bastante similar. Queda justificado, pues, el motivo por el cual ambos sistemas de dirección son los más utilizados en el mundo del *karting*.

Ahora bien, la elección entre un sistema u otro dependerá únicamente de los intereses del equipo. En particular, en este proyecto se prima conseguir un sistema de dirección que sea económico, simple de fabricar y que, además, satisfaga las características propias de un sistema de dirección. Por este motivo, ha obtenido mayor puntuación el sistema de dirección por palanca que será el sistema que, finalmente, se diseñará en este TFG.

5. Estudio preliminar del sistema

Determinado el sistema de dirección que se diseñará en el vehículo del Equipo CREVE, el siguiente paso consiste en determinar qué variables hay que tener en cuenta para llevarlo a cabo.

Así pues, en el presente apartado se presentará los parámetros y observaciones que se han considerado más relevantes para diseñar el sistema de dirección.

5.1. Geometría de Ackermann

Como punto de partida, se estudiará la cinemática del giro de un vehículo.

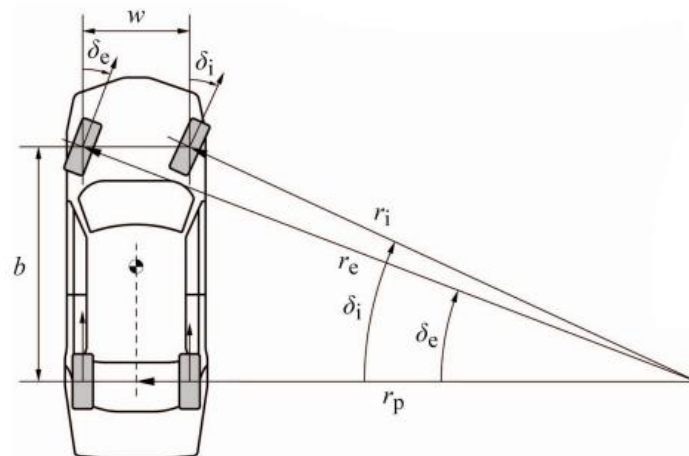


Figura 5.1 Cinemática del giro de un vehículo.

En la *Figura 5.1* se muestra un vehículo de 4 ruedas realizando un giro arbitrario.

Se deduce que, para que el vehículo pueda girar es necesario que las 4 ruedas roten alrededor de un único punto (punto "I" en este caso).

Este punto se denomina centro instantáneo de rotación (CIR) y se determina trazando las prolongaciones de los ejes de las ruedas delanteras (r_i y r_e) y la prolongación del eje trasero del vehículo (r_p).

El CIR, además, es un punto de velocidad cero y que pertenece al vehículo, por lo que debe ser único para que el vehículo pueda rotar sin deslizar. En caso contrario, el vehículo no podría rotar a no ser que una de las ruedas delanteras deslizará con el suelo. Un ejemplo de este segundo caso se muestra en la *Figura 5.2*, en el que las prolongaciones de las ruedas

delanteras (líneas de trazo discontinuo) no cortan en un único punto la prolongación del eje trasero del vehículo.

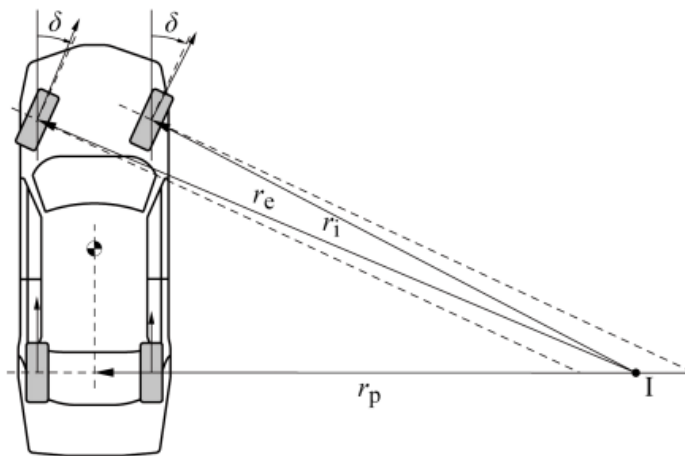


Figura 5.2 Dirección paralela.

Sin embargo, la imagen también muestra que las ruedas delanteras se orientarán un cierto ángulo (ángulo de deriva, δ) que permitirá hacer girar el vehículo sin que las ruedas deslicen. No obstante, en este proyecto no se considerarán estos efectos (que están relacionados con los neumáticos), sino que se diseñará el sistema de dirección persiguiendo la condición de giro ideal.

Observando con detenimiento la *Figura 5.1*, se puede deducir cuál es esta condición en función de la distancia entre ejes (b) y del ancho de vía delantero (w) del vehículo:

$$\cot(\delta_e) - \cot(\delta_i) = \frac{w}{b}$$

Esta expresión se denomina condición de Ackermann y determina, para cada ángulo δ_i , el valor de δ_e correspondiente para que el vehículo tenga definido un único CIR.

La materialización de un mecanismo que satisfaga esta condición resultó complicada, por lo que se desarrolló un mecanismo que la aproximaba bastante: el cuadrilátero de Ackermann-Jeantaud.

Las siguientes figuras muestran la esquematización de este mecanismo y la cinemática del giro resultante:

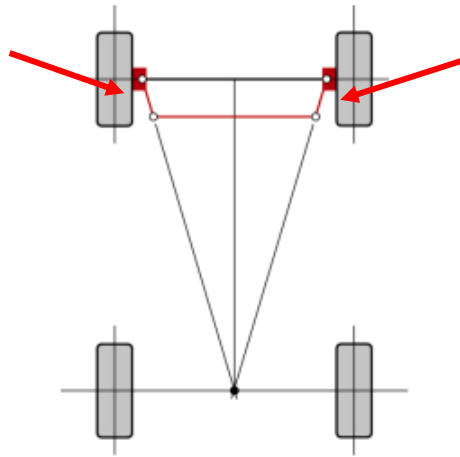


Figura 5.3 Esquemática del cuadrilátero de Ackermann – Jeantaud.

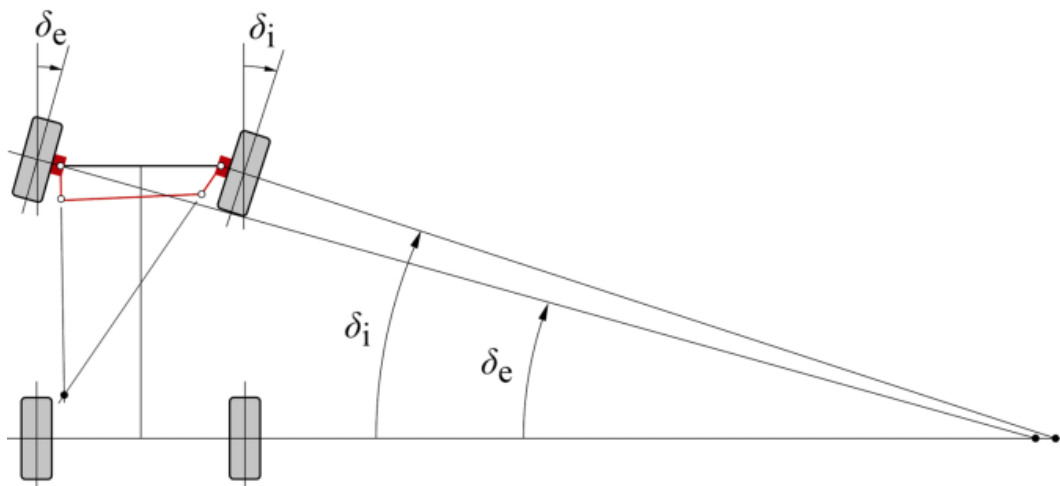


Figura 5.4 Cinemática del giro de un vehículo con el mecanismo de Ackermann-Jeantaud.

Tal y como se muestra en la *Figura 5.3*, el mecanismo consiste en un trapecio articulado, en el que las prolongaciones de las barras laterales (barras señalizadas con flechas) intersecan en el punto medio del eje trasero del vehículo.

Esta disposición del mecanismo se denomina geometría de Ackermann y determina el grado de inclinación que deberán tener los brazos de dirección respecto al eje longitudinal del vehículo, para que el vehículo pueda rotar sin deslizar.

Observando la misma figura, se deduce que el valor de este ángulo (ángulo de Ackermann) dependerá únicamente de la distancia entre ejes del vehículo y de la separación entre pivotes de los brazos de dirección. En consecuencia, se trata de un ángulo característico de cada vehículo.

No obstante, actualmente existen muchas variantes de la geometría de Ackermann, cada

una de ellas aplicable según la categoría o necesidades del vehículo.

Se distingue:

- Ackermann 100%: en esta configuración las prolongaciones de los brazos de dirección intersecan en el punto medio del eje trasero. Con esta configuración, el vehículo tiene definido un único CIR.
- Ackermann >100%: en este caso, las prolongaciones de los brazos de dirección intersecan en un punto entre el eje delantero y el eje trasero. Con esta configuración, se consigue que la rueda interior gire más que la exterior, pero mucho más de lo necesario para tener definido un único CIR
- Ackermann < 100%: en este caso, las prolongaciones de los brazos de dirección intersecan detrás del eje trasero. Con esta configuración, la rueda interior gira más que la exterior, pero menos de lo que necesario para tener definido un único CIR.
- Ackermann 0%: en este caso, los brazos de dirección son paralelos. Con esta configuración, la rueda exterior e interior giran el mismo ángulo (dirección paralela).
- Anti-Ackermann: en este caso, las prolongaciones de los brazos de dirección intersecan delante del eje delantero. Con esta configuración, la rueda interior gira menos que la exterior.

Como curiosidad, en los vehículos de F1 suelen instalarse sistemas de dirección con configuraciones de Ackermann 0% o Anti-Ackermann ya que, de esta manera, cuando el vehículo entra en una curva, se consigue generar el agarre suficiente de la rueda interior.

Cuando un F1 entrar en curva se producen unas transferencias de pesos de las ruedas interiores a las exteriores muy elevadas que hacen que la rueda interior se aligere muchísimo. En consecuencia, para maximizar su agarre con el suelo, es necesario que esta gire menos de lo que giraría con una configuración del 100% Ackermann. Lo que se consigue empleando las configuraciones mencionadas anteriormente.

Por consiguiente, en estos vehículos se resta importancia al rozamiento adicional que estas configuraciones puedan introducir ya que disponen de la potencia suficiente para vencerlo sin dificultad.

Por el contrario, en un turismo se opta por utilizar configuraciones cercanas al Ackermann 100% ya que, de esta manera, se consigue reducir las pérdidas de velocidad por rozamiento y, además, reducir el desgaste de los neumáticos.

En particular, en este proyecto se opta por diseñar el sistema de dirección con una

configuración del 100% Ackermann con el fin de evitar el rozamiento adicional que el resto de configuraciones introducen.

Cabe remarcar que la velocidad máxima que podrá alcanzar el vehículo no sobrepasará, en ningún caso, los 25km/h, por lo que se obviarán aquellas configuraciones destinadas a maximizar el agarre de los neumáticos. Se considera, pues, que las transferencias de peso que se producirán al entrar a una curva serán despreciables.

5.1.1. Dirección por detrás del eje y dirección por delante del eje

La posición de los brazos de dirección mostrada en la *Figura 5.3* (dirección por detrás del eje) no es la única que permite satisfacer la geometría de Ackermann.

En la *Figura 5.5*, por ejemplo, se muestra un caso en que los brazos de dirección están por delante del eje delantero del vehículo (dirección por delante del eje), en vez de por detrás.

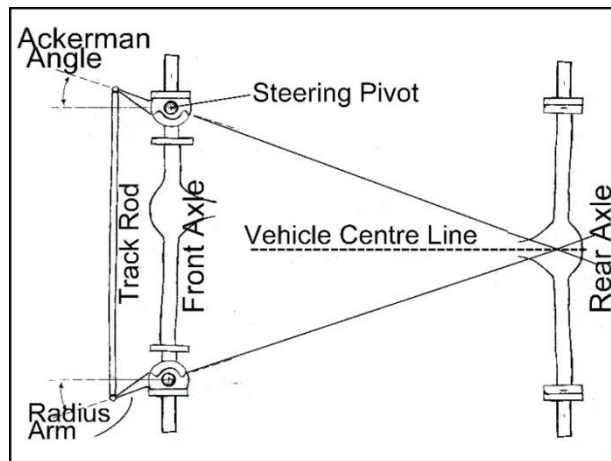


Figura 5.5 Sistema de dirección por delante del eje.

Se observa que, en ambos casos, las prolongaciones de los brazos de dirección cortan el punto medio del eje trasero del vehículo y que, por lo tanto, ambos satisfacen la geometría de Ackermann.

Utilizar una configuración u otra depende exclusivamente de las situaciones que se presenten en la fase de diseño del sistema. No obstante, hay que tener en cuenta una serie de premisas:

1. Si se opta por el sistema de dirección por delante del eje, habrá que invertir el sentido de funcionamiento del mecanismo de dirección.

En los sistemas de dirección por palanca, si los brazos de dirección están por detrás del eje, la palanca deberá colocarse por debajo de la columna de dirección (como en

la *Figura 3.2*). Por el contrario, si se encuentran por delante del eje, la palanca deberá colocarse por encima de la columna de dirección.

2. En general, los vehículos son más estrechos a medida que te acercas al morro. Por lo tanto, si se decide colocar el sistema de dirección por delante del eje, habrá menos espacio disponible para montarlo.
3. Al colocar el sistema de dirección por delante del eje, los brazos de dirección divergen (ver *Figura 5.5*). En consecuencia, el ángulo de divergencia no podrá ser muy abierto ya que los brazos podrían llegar a tocar con las ruedas del vehículo.

Más adelante, se justificará la configuración escogida para el vehículo del Equipo CREVE.

5.2. Ratio de dirección

La ratio de dirección es un parámetro del sistema de dirección que relaciona los grados que hay que girar el volante para conseguir girar 1 grado las ruedas del vehículo. Así pues, se cuantifica dividiendo el ángulo que gira el volante, de tope a tope, entre el ángulo total que recorre una de las ruedas directrices.

En general, las ratios elevadas (del orden de 20:1) son más comunes en turismos, mientras que las ratios de dirección bajas (del orden de 2:1) en vehículos de competición.

Una ratio de dirección elevada permite realizar ajustes finos de la trayectoria y disminuir el esfuerzo necesario para girar el vehículo. Pero, por otra parte, dificulta la acción de poder realizar cambios rápidos de la trayectoria como los que se requiere, por ejemplo, en un zigzag.

Por otro lado, una ratio de dirección baja sí que permite realizar cambios rápidos de la trayectoria, pero, a costa de esto, se obtiene un sistema de dirección sensible que podría, incluso, dificultar el control del vehículo.

Todos estos aspectos ya se han tenido en cuenta a la hora de escoger el tipo de dirección (apartado 4. *Elección del sistema*), donde obtuvo mayor puntuación el sistema de dirección por palanca.

En concreto, las ratios de dirección que se logra con este tipo de direcciones son bajas, por construcción, ya que no permiten girar el volante más de 90° a cada lado.

Así pues, el sistema de dirección a diseñar deberá permitir al conductor tomar cualquier curva de las pruebas con un giro máximo del volante de 90°, además de garantizar la

estabilidad del vehículo y la precisión del sistema.

Tras una búsqueda de las variables que influyen en la ratio de dirección en un sistema de dirección por palanca, se obtuvo que:

- La ratio de dirección disminuye si la longitud de la palanca aumenta.
- La ratio de dirección aumenta si los brazos de dirección son más largos.

5.3. Otros parámetros

A continuación, se cita otra serie de parámetros que son de interés para el diseño del sistema de dirección, pero que no se han considerado en este proyecto ya que se desconocía el valor adecuado en cada caso. Además, si se hubiesen considerado, hubiera sido difícil materializarlos ya que no se disponía de los aparatos necesarios para hacerlo.

5.3.1. Ángulo de salida o de pivote (*Kingpin angle*)

En el plano frontal del vehículo, es el ángulo comprendido entre el eje de pivote de la rueda y la vertical que pasa por el centro de la rueda.

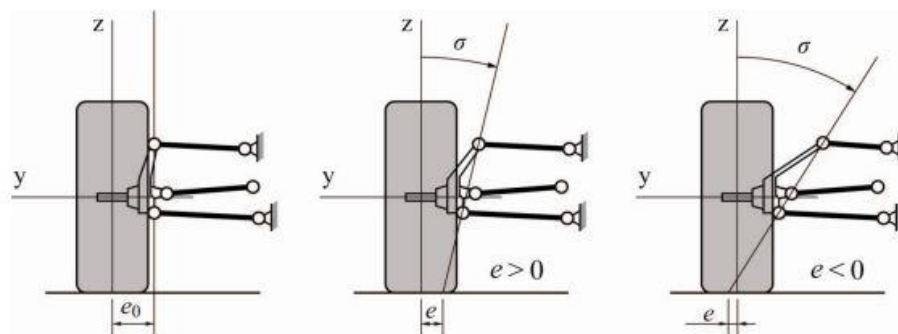


Figura 5.6 Esquemmatización del ángulo de pivote (σ).

El valor de este ángulo determina el valor del brazo de pivote o *Kingpin offset* (e), siendo este la distancia horizontal entre la intersección del eje de pivote con el suelo y la vertical que pasa por el centro de la rueda.

Interesa conseguir un $e > 0$ y pequeño con tal de reducir el esfuerzo necesario para girar el volante, además de favorecer el autocentrado de la dirección.

5.3.2. Ángulo de caída (*Camber angle*)

En el plano frontal del vehículo, es el ángulo comprendido entre el eje de simetría de la rueda y la vertical.

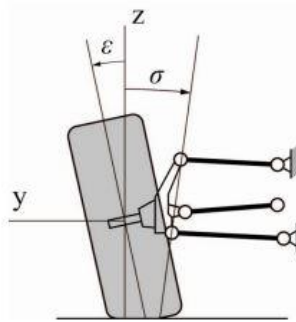


Figura 5.7 Esquematzació del ángulo de caída (ε).

El valor de este ángulo influye en el desgaste de neumáticos y rodamientos, y en el esfuerzo necesario para girar el volante de dirección.

Un $\varepsilon = 0$ minimiza el desgaste de los neumáticos, pero, por otro lado, un $\varepsilon > 0$ reduce el esfuerzo necesario para girar el volante.

5.3.3. Ángulo de avance (Caster angle)

En el plano lateral del vehículo, es el ángulo comprendido entre el eje de pivote de la rueda y la vertical que pasa por el centro de la rueda.

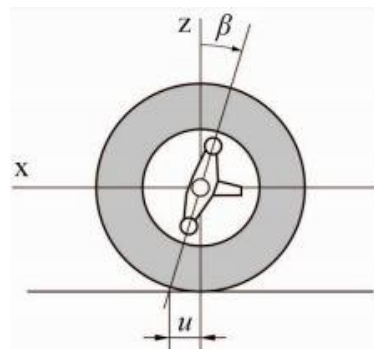


Figura 5.8 Esquematzació del ángulo de avance (β).

En este ejemplo, el valor de β sería positivo si el sentido de la marcha del vehículo fuese a la izquierda.

Un ángulo de avance positivo favorece al autocentrado del vehículo.

5.3.4. Ángulo de convergencia (Toe angle)

En el plano superior del vehículo, es el ángulo formado entre el eje longitudinal del vehículo y el eje longitudinal de la rueda.

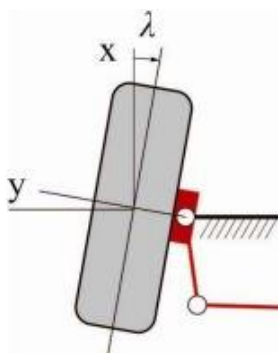


Figura 5.9 Esquematización del ángulo de convergencia (λ).

Este ángulo tiene como objetivo corregir la tendencia de las ruedas a abrirse cuando el vehículo está en movimiento.

6. Diseño del sistema

Los parámetros vistos en el apartado anterior han permitido determinar las condiciones necesarias que debe satisfacer el sistema de dirección para funcionar correctamente.

Por una parte, se ha visto que el sistema de dirección debe cumplir la geometría de Ackermann y, por la otra, que debe tener una ratio de dirección baja, tal que no se vea afectada ni la estabilidad del vehículo ni la precisión del sistema.

Además, no hay que olvidar que la ElectroCat especifica una serie de requerimientos relacionados con sistema de dirección, entre ellos el radio de giro mínimo, que influirán directamente en el diseño del sistema.

Así pues, el objetivo en la fase de diseño consiste en determinar la geometría y posición que deberá ocupar cada componente (volante, columna de dirección, palanca, varillas de dirección y brazos de dirección) para que el conjunto satisfaga todas estas condiciones.

Para facilitar esta tarea se ha hecho uso del programa SolidWorks que ha permitido, además de modelar los componentes, ver la interacción entre cada uno de ellos.

6.1. Prediseño del sistema

La primera fase del diseño consiste en hacer un prediseño del sistema con el que se pretende determinar esquemáticamente, cuál será la posición final de cada uno de los componentes respecto al chasis del vehículo.

Dado que en la mayor parte del diseño se hará referencia al chasis, a continuación, se presenta el modelo del chasis utilizado (modelado en SolidWorks):

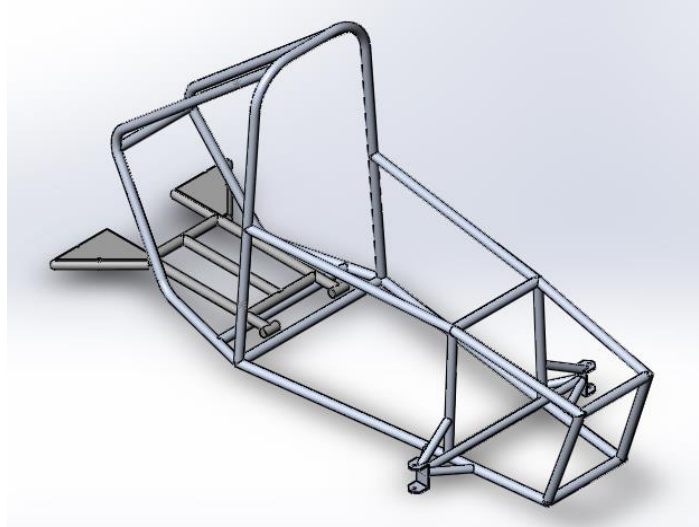


Figura 6.1 Vista isométrica del chasis.

Tal y como se observa en la *Figura 6.1*, se trata de un chasis de estructura tubular de aluminio cuyas dimensiones máximas son:

$$\text{Longitud} = 2060 \text{ mm}; \text{ Ancho} = 783 \text{ mm}; \text{ Altura} = 1060 \text{ mm}$$

En cuanto a la posición que deben satisfacer los componentes, dado que el Reglamento Técnico no especifica nada al respecto, estos se dispondrán de tal manera que el piloto (de 1,70 m de altura) pueda maniobrar cómodamente el vehículo y que, además, pueda acceder y salir del mismo sin dificultad.

Se tendrá en cuenta la accesibilidad del vehículo ya que el Reglamento especifica un requerimiento relacionado con el Equipamiento de Seguridad (apartado 5.2 *Evacuación del piloto*) en el que el sistema de dirección influye directamente.

Concretamente, el reglamento estipula:

“Es necesario que el conductor sea capaz de abandonar su vehículo en cualquier momento, y sin ayuda, en menos de 12 segundos. La posición de conducción debe permitir una sencilla evacuación del piloto por parte de los servicios de emergencia en caso de que fuese necesario.”

6.1.1. Posición del volante

La posición que debe adoptar el volante se ha determinado en base a un estudio de ergonomía en el que se analizó, para diferentes posiciones del volante, la comodidad del piloto durante la conducción y la accesibilidad del vehículo.

Tras el estudio, se determinó que la posición adecuada del volante para este vehículo es:

- Distancia horizontal respecto a la espalda del piloto= 500 mm.
- Distancia vertical respecto al suelo = 400 mm.
- Orientación del eje del volante respecto el suelo = 45°.

La siguiente figura muestra esta posición esquematizada, además de las dimensiones del habitáculo del piloto:

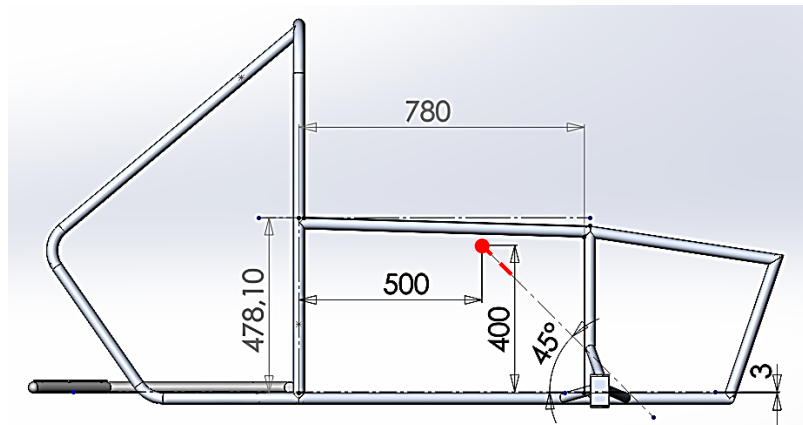


Figura 6.2 Posición del volante. (Cotas en [mm] y [°]).

La distancia de 400mm se ha tomado respecto a la superficie superior de una chapa de aluminio de 3mm de espesor que se colocará sobre los tubos inferiores del chasis.

6.1.2. Posición de la columna de dirección

En la *Figura 6.2* también aparece esquematizada la posición y orientación que debe adoptar la columna de dirección debido a la posición requerida del volante.

Se recuerda que tanto la columna como el volante son solidarios y que, además, comparten eje de rotación.

Si se prolonga el eje de la columna hasta la altura de las manguetas (ver *Figura 6.3*), se observa que la columna pasará por delante del eje delantero del vehículo. En consecuencia, en este vehículo, será necesario diseñar un sistema de dirección por delante del eje (como el de la *Figura 5.5*).

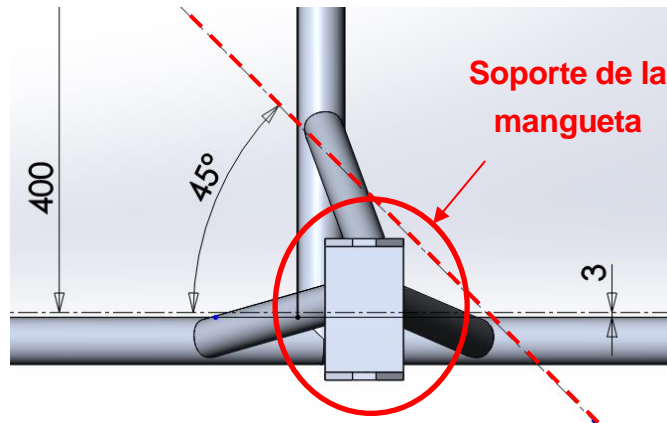


Figura 6.3 Prolongación del eje de la columna.

6.1.3. Posición de la palanca

La posición de la palanca en la columna de dirección se ha determinado en función de las dos primeras premisas citadas en el apartado 5.1.1 *Dirección por detrás del eje y dirección por delante del eje*.

La primera iba relacionada con el sentido de funcionamiento del mecanismo de dirección. En esta se determinaba que, en un sistema de palanca por delante del eje, la palanca debía colocarse por encima de la columna de dirección.

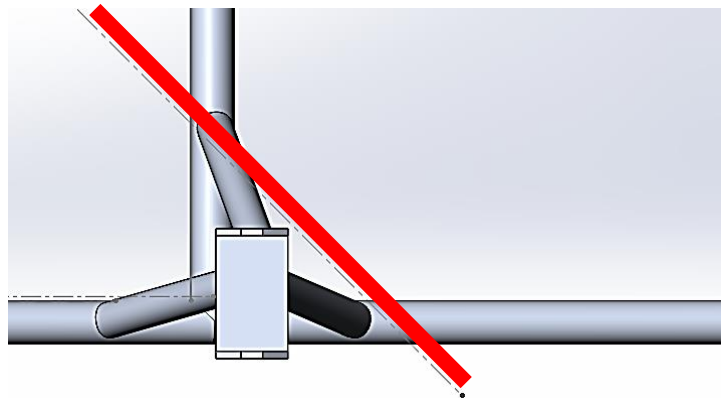


Figura 6.4 Zona de colocación de la palanca según la primera premisa.

La segunda iba relacionada con el espacio disponible a la hora de montar un sistema de dirección por delante del eje. Finalmente, se decide colocar la palanca por debajo del chasis con tal de evitar que el varillaje interfiera en la conducción del vehículo.

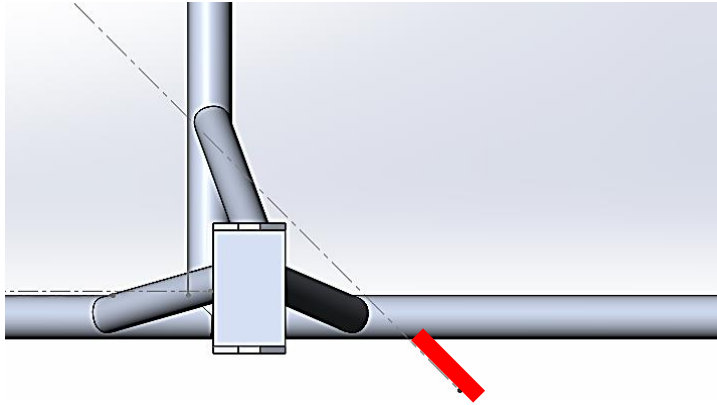


Figura 6.5 Zona de col·locació del de la palanca segons la segona premisa.

En este caso, no queda del todo definida la posición final de la palanca, pero sí se ha conseguido tener una idea de la zona en la que deberá estar posicionada.

6.1.4. Posición de las varillas y brazos de dirección

Como ya se ha mencionado anteriormente, una de las condiciones necesarias para que el sistema de dirección funcione correctamente es que los brazos de dirección satisfagan la geometría de Ackermann.

Además, en el apartado 5.1 *Geometría de Ackermann* se dedujo que el ángulo (ángulo de Ackermann) que permitía satisfacer esta geometría dependía únicamente de la distancia entre ejes del vehículo y de la separación entre pivotes de los brazos de dirección.

Así pues, a continuación, se calcula el valor de este ángulo para este vehículo en particular:

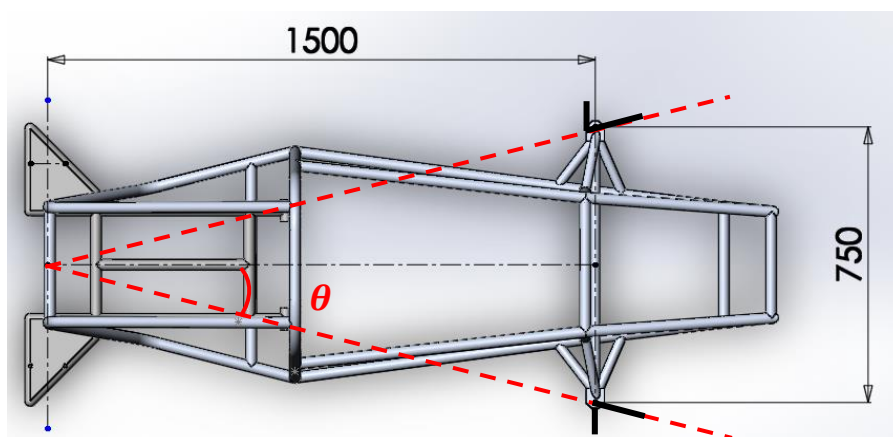


Figura 6.6 Distancia entre ejes y separación entre pivotes del eje delantero. (Cotas en [mm])

Se observa que, para que el sistema de dirección satisfaga la geometría de Ackermann, es necesario que los brazos de dirección diverjan un ángulo (θ) de:

$$\theta = \operatorname{atan}\left(\frac{\frac{750}{2}}{1500}\right) = 14^\circ$$

No obstante, este ángulo tan solo satisfará la geometría de Ackermann si las varillas de dirección son perpendiculares al eje longitudinal del vehículo. En caso contrario, habría que modificarlo convenientemente.

En primera instancia, se tomará este ángulo como válido con tal de poder hacer un primer diseño del sistema.

Determinado esto, tan solo queda por fijar la posición de los brazos de dirección en las manguetas.

La siguiente figura muestra un modelo de la mangueta utilizada:

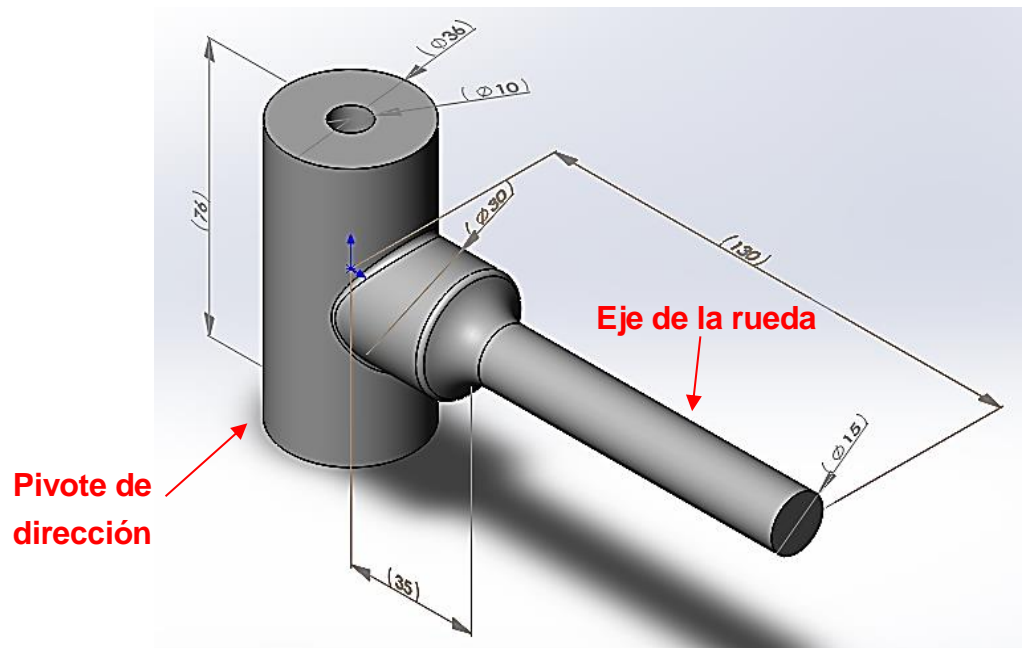


Figura 6.7 Mangueta de dirección. (Cotas en [mm])

Cabe remarcar que este componente no se ha diseñado desde cero, sino que se trata de un componente que se ha reutilizado del vehículo de la edición anterior, al igual que las ruedas.

De cara a simplificar el diseño, se ha considerado que el eje de la rueda es perpendicular al eje del pivote de dirección a pesar de que, en realidad, tiene una cierta inclinación.

Finalmente, se decide colocar los brazos de dirección aproximadamente a 12mm respecto a la base inferior del pivote, de manera que se sitúen lo más próximos a la zona inferior del chasis. De este modo, se pretende que las varillas de dirección (que unen la palanca con los

brazos de dirección) queden lo más horizontales posible.

La siguiente figura muestra de forma esquematizada la posición final de los brazos de dirección:

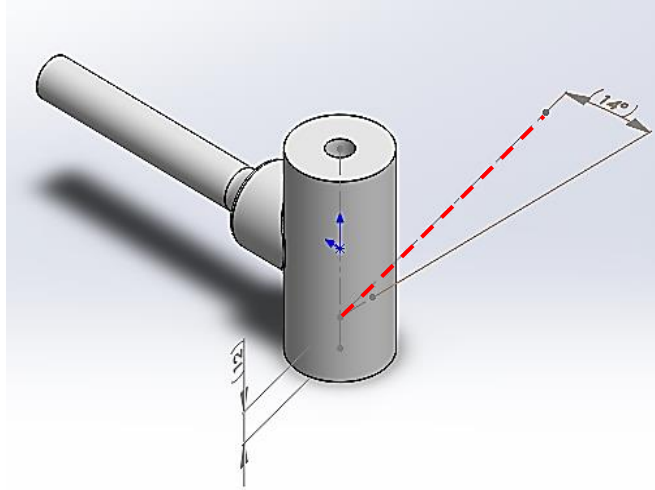


Figura 6.8 Posición del brazo de dirección en la mangueta. (Cotas en [mm] y [°])

6.2. Primer diseño del sistema

En esta fase del diseño se realizará un primer diseño del sistema de dirección. En esta, los brazos de dirección se colocarán tal y como se muestra en la *Figura 6.8*, posición en la que se cumple la configuración del 100% Ackermann.

Así pues, para acabar de definir el sistema, quedará por determinar:

- Posición de la palanca en la columna de dirección.
- Longitud de la palanca.
- Longitud de las varillas de dirección.
- Longitud de los brazos de dirección.

Estas variables influirán directamente en valor del radio de giro del vehículo que, en este proyecto, viene determinado por el Reglamento Técnico.

Concretamente, el apartado 6.4 *Dirección* del Reglamento Técnico estipula:

“El conjunto de dirección deberá estar diseñado para describir un radio mínimo de giro de 3m, en ambos lados, tomando como referencia el centro de la rueda interior del vehículo.”

Para llevar a cabo este diseño, se ha reducido el sistema de dirección a un mecanismo de

barras, en el que se ha fijado tanto la posición de la columna, como la de brazos de dirección en la mangueta.

La *Figura 6.9* muestra la esquematización realizada:

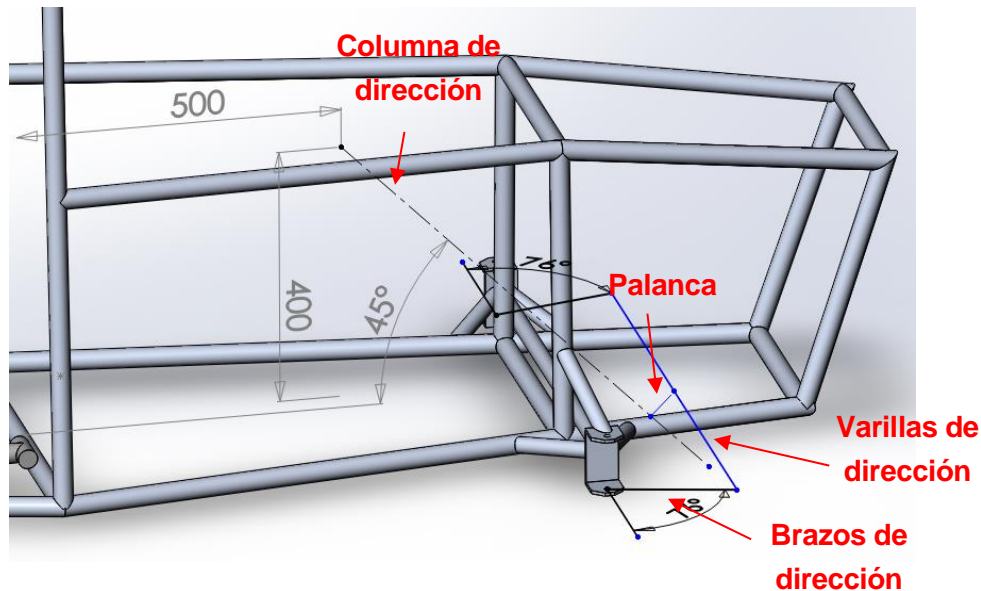


Figura 6.9 Esquematización del sistema de dirección. (Cotas en [mm] y [°])

Tal y como se muestra en la figura, se ha esquematizado todo el sistema de dirección a excepción del volante.

La disposición mostrada corresponde a la que tiene el sistema cuando el vehículo circula en línea recta. En esta disposición, los ejes de las ruedas son colineales al eje delantero del vehículo y las varillas de dirección paralelas a este. Asimismo, los brazos de dirección están a 76° respecto el eje de las ruedas (14° respecto al eje longitudinal del vehículo).

Con el sistema en esta posición, se observa que basta con fijar una de las variables pendientes por determinar para tener totalmente definido el sistema. (Se recuerda que la palanca debe colocarse perpendicular al eje de la columna.)

Para determinar la geometría que satisface el radio de giro de 3m, se ha ido variando la longitud del brazo de dirección y, a la vez, comprobando el radio de giro que se conseguía.

Finalmente, se obtuvo que en las geometrías cuyo brazo de dirección era mayor o igual a 350mm, siempre se lograba satisfacer el radio de giro mínimo y, en aquellas en las que el brazo era menor, nunca.

La siguiente figura muestra la geometría del sistema cuando los brazos de dirección tienen

una longitud de 350mm:

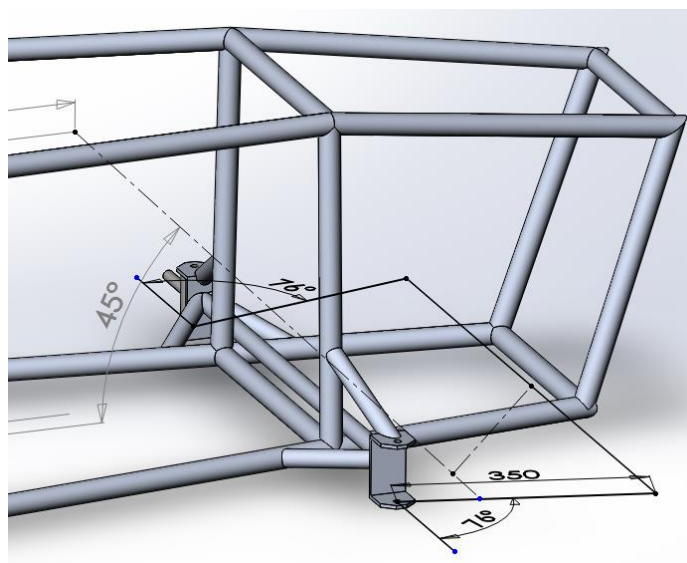


Figura 6.10 Esquematzació del sistema amb braços de direcció de 350mm.

Además, en la Figura 6.11, se muestra el CIR que se obtiene con esta geometría (en rojo) y el CIR ideal que debería tener el vehículo (en verde) al realizar el giro de radio 3m.

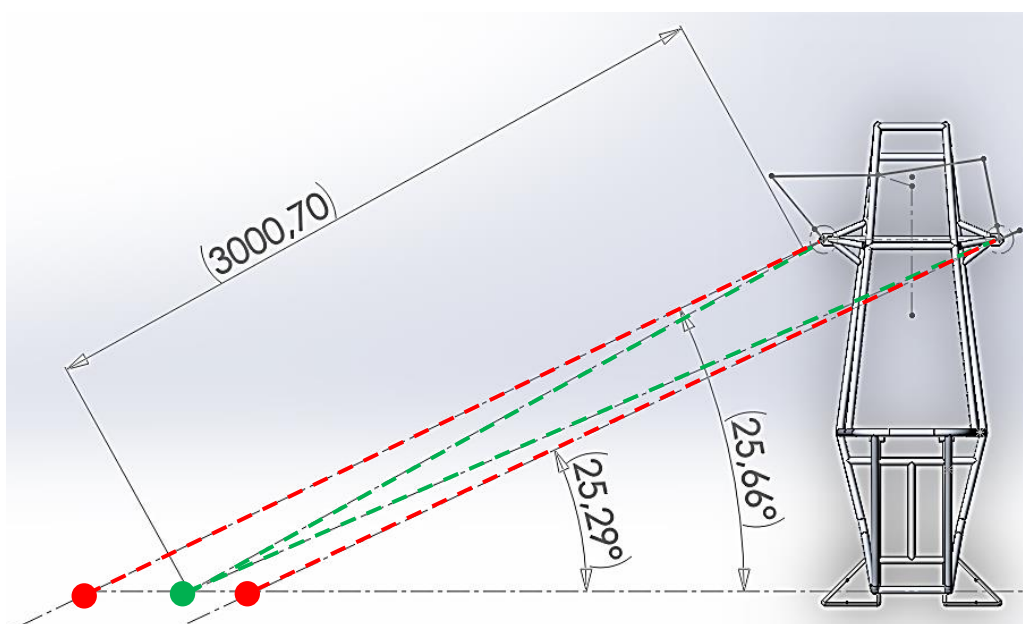


Figura 6.11 CIR del vehicle real (primer disseny) y CIR ideal. (Cotas en [mm] y [°])

A la vista de la figura, cabe remarcar que se ha considerado que esta geometría satisfacía el radio de giro mínimo ya que dejaba el CIR ideal en medio de los CIR definidos por cada rueda directriz.

En aquellas geometrías cuyo brazo de dirección era menor de 350mm, el CIR ideal nunca quedaba entre los CIR definidos por cada rueda y, en aquellas cuyo brazo de dirección era mayor, sí. La única ventaja que se obtenía alargando aún más los brazos de dirección era que los CIR definidos por el vehículo se iban acercando, cada vez más, al CIR ideal.

En cualquier caso, se ve a simple vista que el diseño propuesto tiene muchas carencias.

Por una parte, los brazos de dirección son excesivamente largos, lo que implicaría flexiones indeseadas en el sistema, además de que resultaría difícil colocarlo en la mangueta ya que, como se muestra en la *Figura 6.12*, tocaría con la rueda.

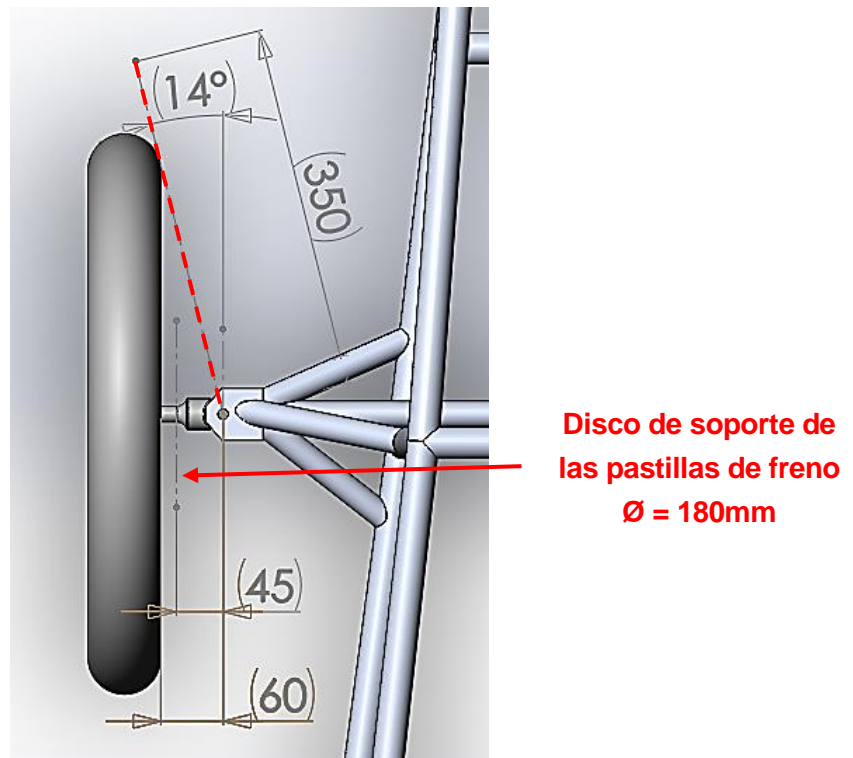


Figura 6.12 Posición del brazo de dirección de 350mm en la mangueta. (Cotas en [mm] y [°])

Por otra parte, tal y como se muestra en la *Figura 6.11*, las ruedas girarían prácticamente paralelas aun habiendo conseguido que la rueda interior gire más que la exterior.

Como se verá más adelante, para solucionar estos problemas será necesario modificar la geometría del conjunto formado por la palanca, las varillas y los brazos de dirección.

6.3. Diseño final

Por último, en esta fase del diseño se dará una solución a los problemas vistos en el diseño anterior:

- Los brazos de dirección eran excesivamente largos y no podían colocarse en la mangueta.
- Las ruedas, a pesar de que la interior giraba más que la exterior, giraban prácticamente paralelas.

La manera de solucionar el primer problema pasa por modificar el ángulo de Ackermann. En el apartado 5.1 *Geometría de Ackermann* se comentó que la manera de conseguir el 100% Ackermann era haciendo converger los brazos de dirección, de manera que sus prolongaciones se cortaran en el punto medio del eje trasero del vehículo (independientemente de si se tratase de un sistema por detrás o por delante del eje).

No obstante, existen otros dos métodos que también permiten conseguir el 100% Ackermann. Uno de ellos relacionado con el ángulo formado por los brazos de dirección con las varillas de dirección y el otro relacionado con la geometría de la palanca.

El primero de ellos establece que el ángulo que forman las varillas de dirección con los brazos de dirección, en la nueva configuración, debe ser el mismo que el formado cuando los componentes se colocan según la geometría de Ackermann.

Esto significa que se podría cambiar el ángulo de divergencia de los brazos de dirección, siempre y cuando se mantenga el ángulo formado por las varillas de dirección con los brazos de dirección. En el vehículo a construir, por ejemplo, debería mantenerse el ángulo de 76° .

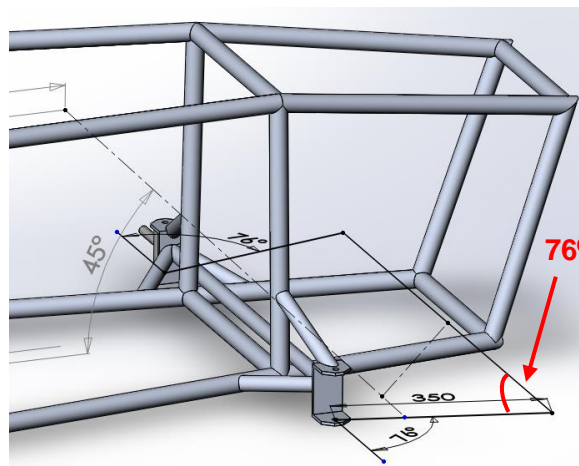


Figura 6.13 Ángulo formado por las varillas de dirección con los brazos de dirección en la geometría de Ackermann.

Por otra parte, el segundo método consiste en colocar (solidario a la columna) una palanca acodada (*bell-crank*), en lugar de una palanca simple.

Pero, para utilizar el segundo método es necesario que, desde un principio, el sistema de dirección esté configurado con un Ackermann <100% de manera que, con la ayuda del *bell-crank*, el sistema alcance el 100% de Ackermann.



Figura 6.14 Bell-crank de kart.

No obstante, este segundo método tiene una restricción. Y es que solamente funciona en los sistemas de dirección por detrás del eje.

Esto se puede demostrar fácilmente con el siguiente esquema:

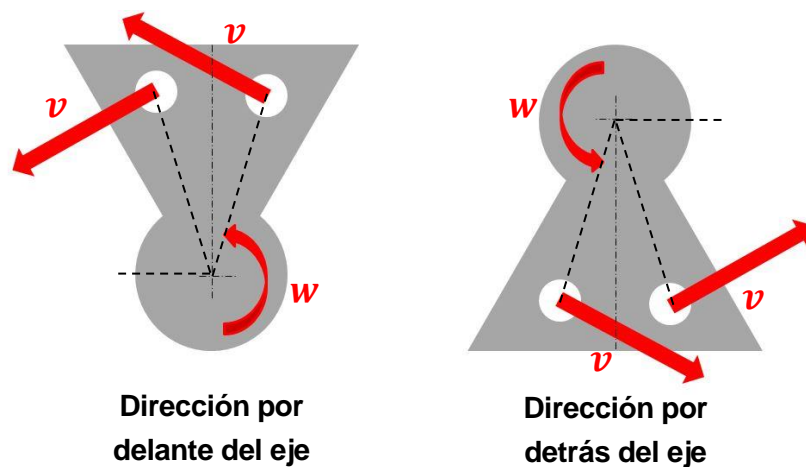


Figura 6.15 Bell-crank de un sistema de dirección por detrás y por delante del eje.

El funcionamiento del *bell-crank* se basa en hacer que las líneas que unen el centro de la columna con los puntos de articulación de las varillas no formen 90° respecto a la horizontal. De esta manera, al girar la columna, habrá una varilla que se irá aproximando a los 90° mientras que la otra se irá alejando. La varilla que se va aproximando a los 90° será la que estirará más de los brazos de dirección consiguiendo, así, que la rueda con la que conecta gire más que la otra.

En un sistema de direcció por delante del eje (ver *Figura 6.15*), si se gira la columna en sentido antihorario, interesa que la rueda izquierda gire más que la derecha. Sin embargo, esto no se conseguirá ya que la varilla que se irá aproximando a los 90° será la que conecta con la rueda derecha.

Por el contrario, en un sistema por detrás del eje, al girar la columna en sentido antihorario, la varilla que conecta con la rueda izquierda sí que corresponde con la que se va aproximando a los 90° .

Visto esto, en este proyecto, no queda otra que utilizar el primer método para solventar el primer problema.

Y, en cuanto al segundo, este se irá corrigiendo a la misma vez que el primero, variando la longitud de los brazos de dirección y de la palanca.

6.3.1. Geometría final

Del mismo modo que para el primer diseño, el método que se ha seguido para determinar la geometría final del sistema ha consistido en hacer una esquematización e ir jugando con las variables pendientes por determinar.

Se ha partido de la siguiente esquematización:

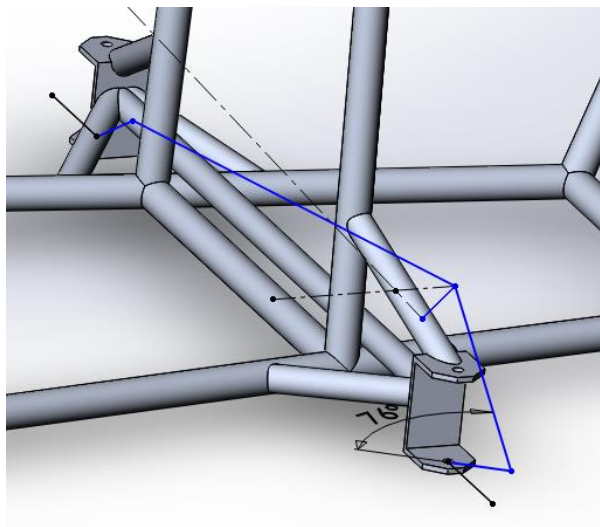


Figura 6.16 Esquematización de partida del diseño final. (Cotas en $^\circ$)

Para la esquematización, antes de todo, se ha colocado los componentes como si el vehículo circulase en línea recta: los ejes de las ruedas perpendiculares al plano de simetría del vehículo y la palanca en el plano de simetría del vehículo. Por otro lado, también se ha acotado el ángulo de 76° que debe satisfacer el sistema para poder cambiar el ángulo de

divergencia de los brazos de dirección. Por último, se ha determinado que el punto más alto de palanca deberá estar a la misma altura que los brazos dirección.

En esta posición, dado que la palanca debe colocarse por encima de la columna, el ángulo de divergencia que podrán tener los brazos de dirección queda limitado al siguiente intervalo: $[22, 40]^\circ$. (por conveniencia, se ha restringido la longitud de la palanca al intervalo $[25, 80]mm$ y la longitud de los brazos de dirección al intervalo $[45, 100]mm$).

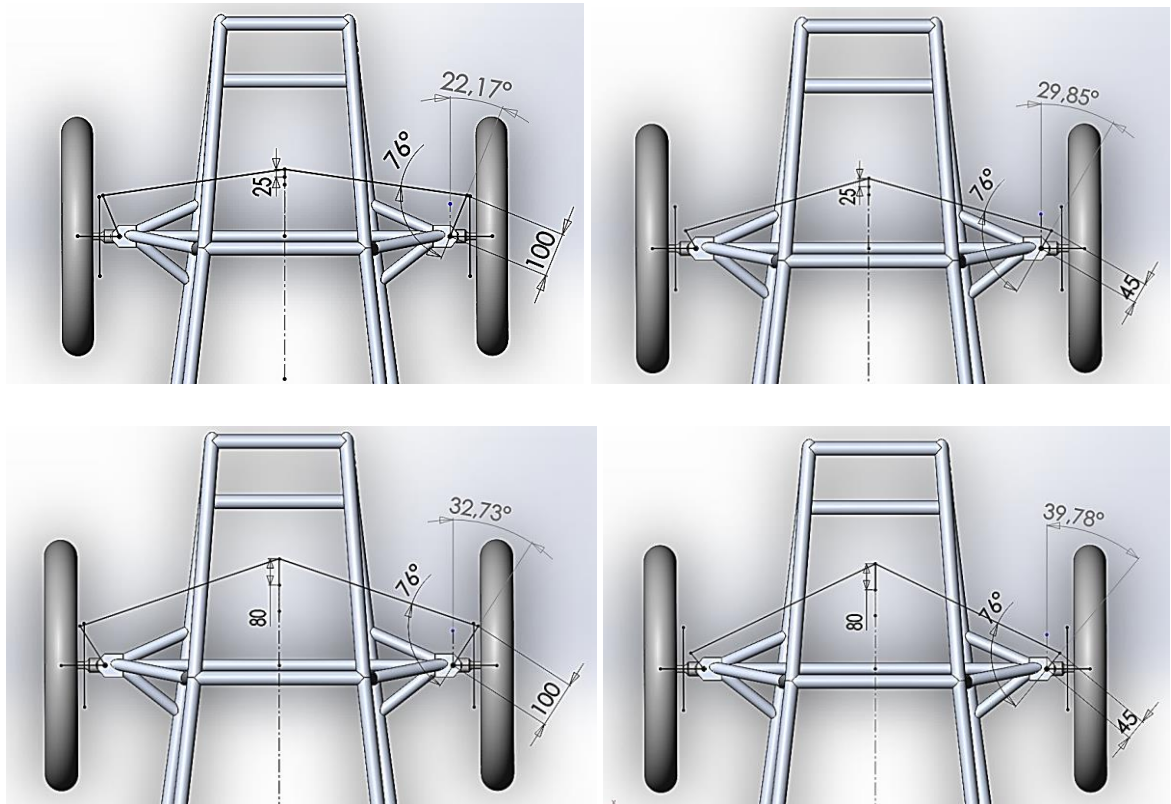


Figura 6.17 Diferentes configuraciones del sistema. (Cotas en $[mm]$ y $[^\circ]$)

Tras probar diferentes configuraciones, se ha observado que a medida que los brazos de dirección se iban haciendo más largos, el CIR del vehículo se iba alejando cada vez más del ideal. Lo mismo ocurría cuando la palanca se iba haciendo, cada vez, más corta.

Finalmente, la geometría que satisface el radio de giro mínimo marcado por el Reglamento y que, además, solventa los problemas anteriores es tal que:

- Longitud de la palanca = 40mm.
- Longitud de los brazos de dirección = 52mm.
- Ángulo de Ackermann = 28° .

A continuación, se muestra la posición final de los brazos de dirección respecto a la

mangueta y el CIR (al orientar las ruedas para realizar el giro de radio 3m) que se obtiene con el nuevo diseño:

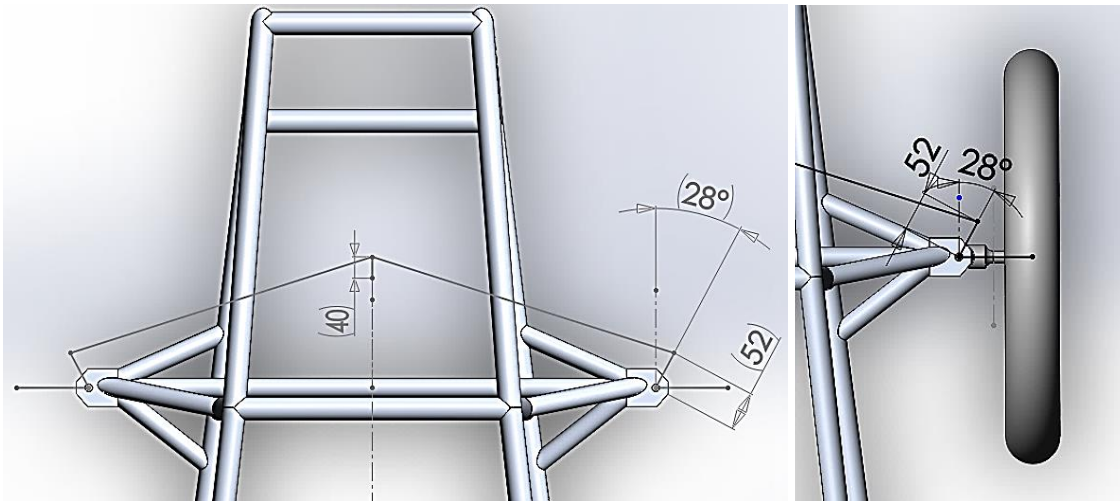


Figura 6.18 Geometría y posición de los brazos de dirección en la mangueta finales.
(Cotas en [mm] y [°])

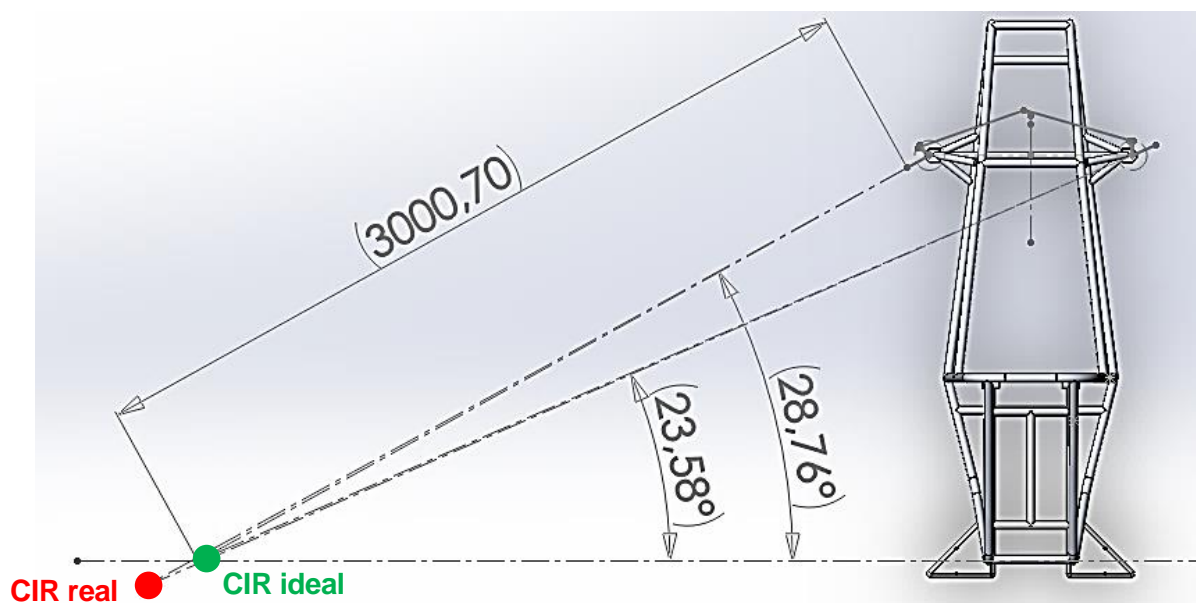


Figura 6.19 CIR del vehículo real (diseño final) y CIR ideal. (Cotas en [mm] y [°])

A la vista de las imágenes, se ha dado como válido este diseño.

Por lo tanto, a continuación, se definirán las dimensiones de cada uno de los componentes del sistema.

6.3.2. Elección del volante

En este proyecto, el volante no se ha diseñado desde cero, sino que se ha escogido en función del espacio disponible en el habitáculo del piloto y de manera que fuese ergonómico.

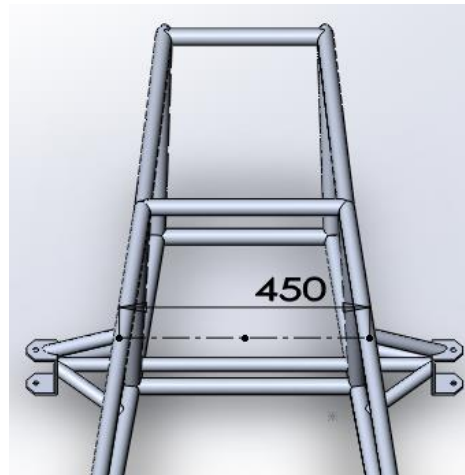


Figura 6.20 Ancho del habitáculo en la posición del volante. (Cotas en [mm])

Finalmente, se decide utilizar un volante de 31cm de diámetro exterior, con 3 radios de aluminio y con el exterior forrado para garantizar que las manos del piloto no deslicen al maniobrar.

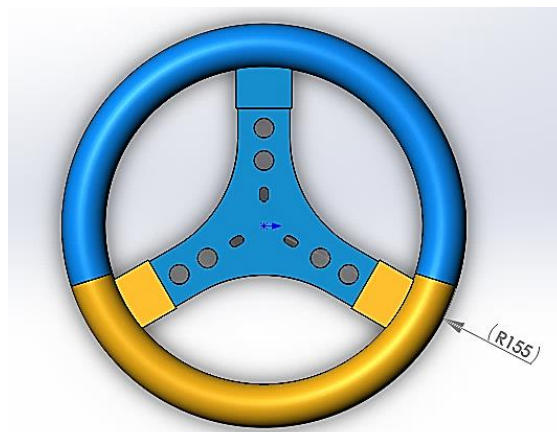


Figura 6.21 Modelo en CAD del volante. (Cotas en [mm])

6.3.3. Diseño de la columna de dirección

La columna de dirección tiene la función principal de transmitir el movimiento angular del volante a la palanca. Así pues, es necesario que sea un componente con una elevada rigidez a torsión para garantizar la fiabilidad del sistema.

En cuanto al diseño, el Reglamento Técnico estipula en el apartado 6.4 *Dirección*:

“La columna de dirección debe tener un diámetro mínimo de 18mm y un grosor mínimo de 1,8mm, estará firmemente sujeta y no presentará ningún juego en falso. Debe estar montada con un sistema de clip de seguridad para la rosca de sujeción del rodamiento inferior”

Finalmente, a pesar de que la mejor solución técnica, desde el punto de vista ingenieril, hubiese sido diseñar una columna de perfil tubular, el Equipo se ha visto forzado a emplear una barra maciza de acero al carbono de Ø20mm.

Además, a esta columna se le ha tenido que soldar una barra de Ø25mm x 40mm de longitud (del mismo material) que tendrá como única función apoyar el volante sobre el soporte de la columna.

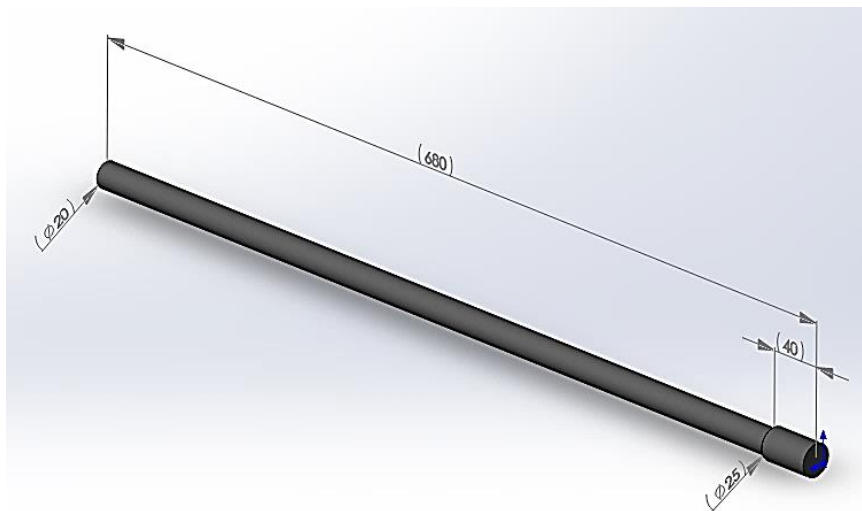


Figura 6.22 Modelo en CAD de la columna de dirección. (Cotas en [mm])

6.3.4. Unión volante-columna de dirección

El apartado 6.4.1 *Volante* del Reglamento Técnico estipula:

“El volante o manillar podrá ser fijo o extraíble, pero, en cualquier caso, debe estar garantizada su firmeza y será solidario al eje de dirección.”

En particular, en este proyecto se ha optado por soldar el volante a la columna de dirección. Sin embargo, para poder hacerlo, ha sido necesario antes sujetar el volante a una pletina de acero de 5mm de grosor. De esta manera, los elementos de unión de la soldadura (columna y pletina) serán del mismo material.

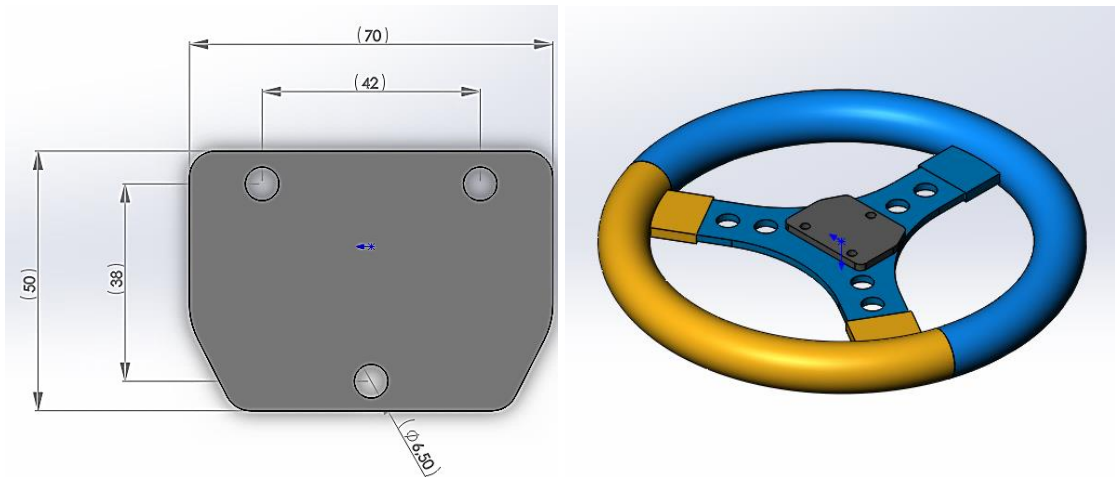


Figura 6.23 Modelo en CAD de la pletina de sujeción. (Cotas en [mm])

6.3.5. Diseño de la palanca

La palanca es un componente que trabaja principalmente a flexión. Por este motivo, la mejor opción para diseñarlo es mediante una chapa de acero. De esta manera, se logrará reducir las deformaciones que se puedan presentar en el componente, y así garantizar la precisión y fiabilidad del sistema.

Concretamente, se ha utilizado el mismo material que para el sistema de sujeción del volante: chapa de acero al carbono de 5mm de espesor.

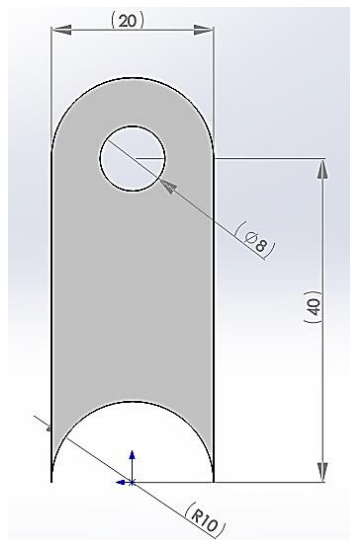


Figura 6.24 Modelo en CAD de la palanca. (Cotas en [mm])

Este componente irá soldado a la columna de dirección.

6.3.6. Unión varillas de dirección-palanca.

Dado que las varillas de dirección padecerán variaciones angulares, el método más eficaz para ensamblarlas a la palanca (y a los brazos de dirección) consiste en emplear cabezas de rótula.

Una cabeza de rótula está formada por un vástago integral que forma un soporte en el que se aloja una rótula esférica. Así pues, se trata de un componente mecánico estandarizado y que, por lo tanto, está disponible con rosca hacia la derecha o izquierda, hembra o macho.

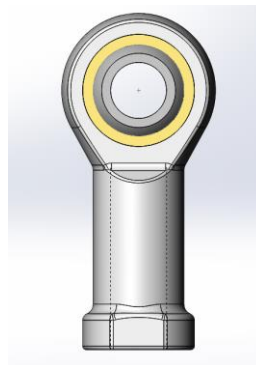


Figura 6.25 Modelo en CAD de cabeza de rótula con rosca hembra.

En particular, en este proyecto se ha utilizado cabezas de rótula con rosca hembra M8: 2 con rosca a la derecha y 2 con rosca a la izquierda, lo que permitirá hacer el reglaje del sistema de dirección sin tener que desmontar las varillas de las rótulas.

6.3.7. Diseño de las varillas de dirección

Gracias al uso de las cabezas de rótula, las varillas de dirección trabajarán principalmente a compresión/tracción. Además, este componente es necesario que pueda ser regulable de cara a hacer el reglaje del sistema. Por este motivo, se ha escogido utilizar una barra de acero (en este caso, acero inoxidable) roscada de métrica 8.

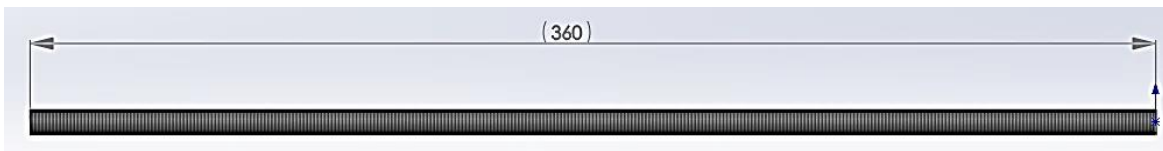


Figura 6.26 Modelo en CAD de las varillas de dirección. (Cotas en [mm])

6.3.8. Diseño de los brazos de dirección

Para diseñar los brazos de dirección se ha seguido el mismo criterio que para diseñar la palanca, pues ambos componentes son similares, tanto a nivel de solicitaciones

como geométricamente.

El material utilizado es el mismo que en el caso de la palanca: chapa de acero al carbono de 5mm.

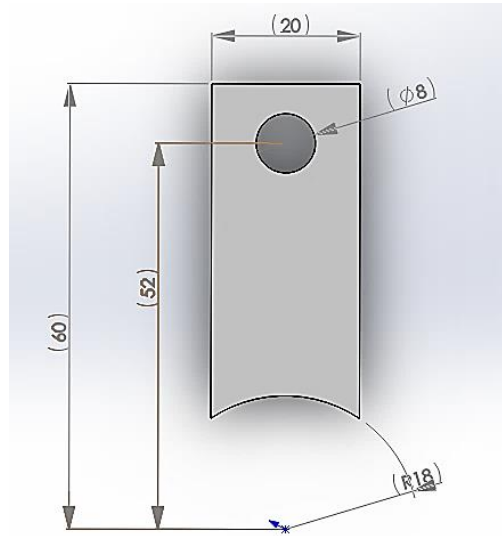


Figura 6.27 Modelo en CAD de los brazos de dirección. (Cotas en [mm])

Este componente irá soldado a la mangueta.

6.4. Montaje final

A continuación, se presenta el montaje final del sistema:

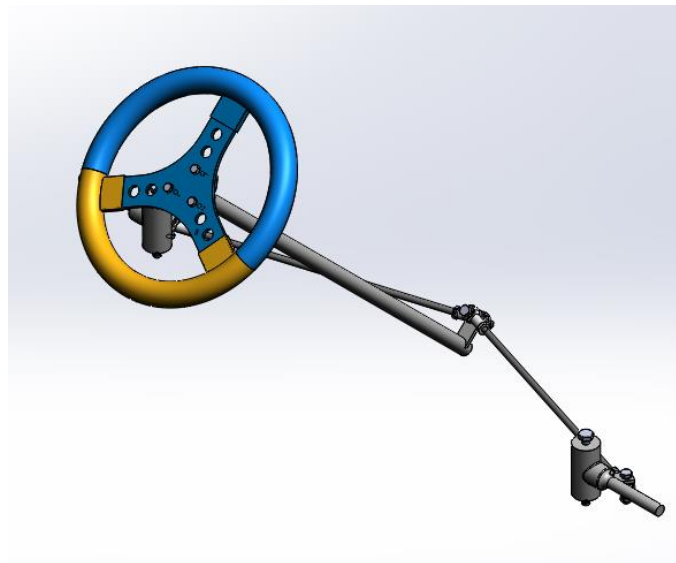


Figura 6.28 Sistema de dirección ensamblado.

Empezando desde arriba. Primeramente, para la sujeción del volante a la pletina se ha decidido utilizar 3 pernos M6 de acero inoxidable.

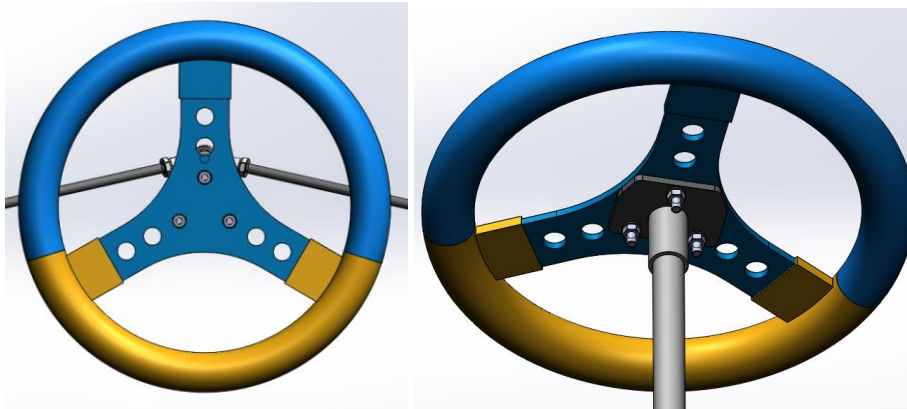


Figura 6.29 Ensamblaje del volante.

Como ya se ha mencionado, la columna de dirección irá soldada a la pletina mostrada en la *Figura 6.9*. Asimismo, la palanca también irá soldada en la columna.

En cuanto al ensamblaje de las varillas con la palanca, se empleará un perno M8 de acero de inoxidable.

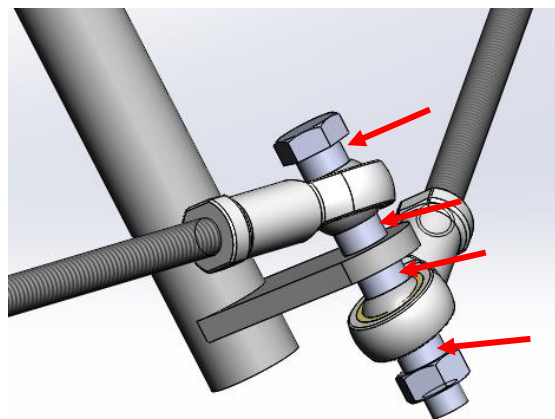


Figura 6.30 Ensamblaje de la palanca con las varillas de dirección.

Cabe remarcar que, en caso de que fuera necesario, se prevé colocar uno tubos de aluminio de diámetro exterior 10mm x 5mm de longitud en los puntos marcados en la *Figura 6.30*, con el objetivo de aprovechar al máximo el recorrido angular de la rótula.

Se procederá el mismo modo en la unión de las varillas con los brazos de dirección.

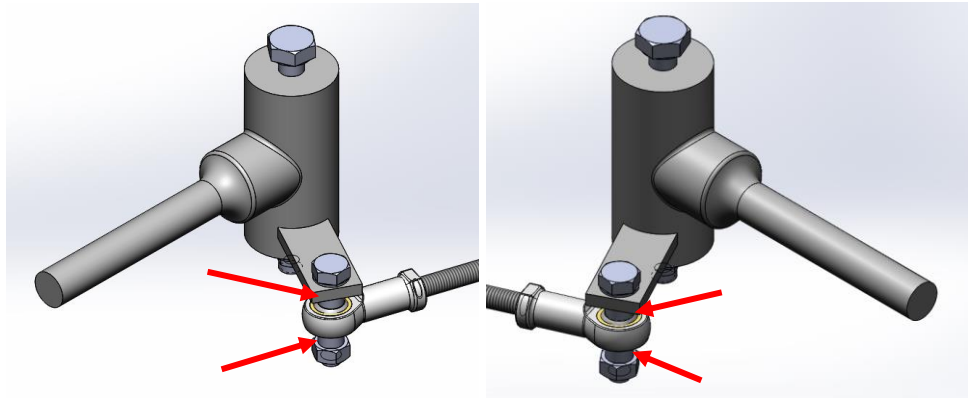


Figura 6.31 Ensamblaje de las varillas de dirección con los brazos de dirección

Por último, remarcar que las manguetas se ensamblarán al chasis por medio de pernos de acero inoxidable, en este caso M10, colocados en los pivotes de la mangueta.

Con el sistema montado, se observa que este difiere del sistema diseñado, principalmente en la unión de las cabezas de rótula con la palanca. Pese a esto, se ha comprobado que el sistema continuará satisfaciendo el radio de giro mínimo que especifica el Reglamento.

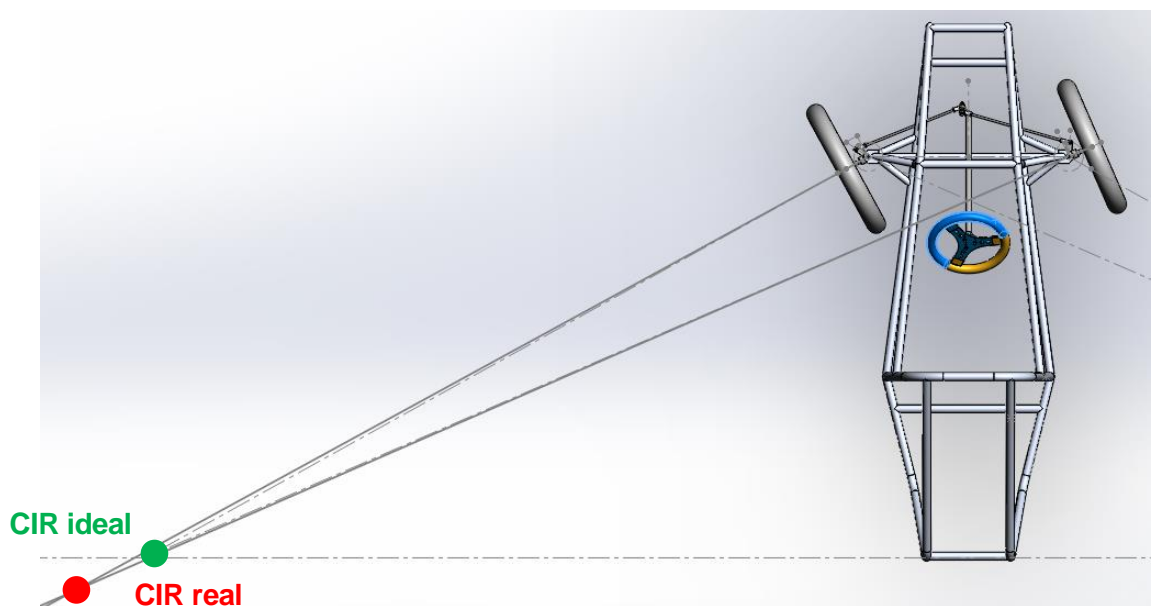


Figura 6.32 CIR del vehículo real (sistema montado) y CIR ideal. Giro a la izquierda.

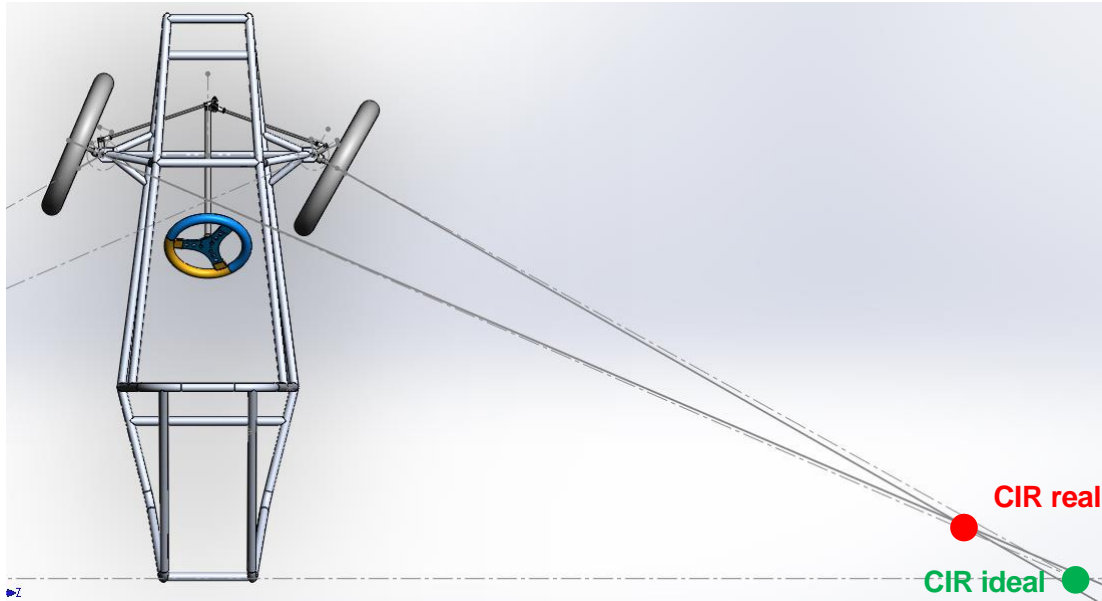


Figura 6.33 CIR del vehicle real (sistema montado) y CIR ideal. Giro a la dreta.

Para acabar con la fase de diseño, tan solo queda por determinar la ratio de dirección que se obtiene con este sistema:

- Con el volante enderezado, este puede recorrer 47° a la izquierda y 38° a la derecha. (a partir de estos valores, los componentes colisionan entre sí).
- El recorrido angular total de las ruedas es de 56° .

Resulta:

$$\text{Ratio dirección} = \frac{47^\circ + 38^\circ}{56^\circ} \approx 1,5$$

Lo que quiere decir que, para conseguir girar 1° una rueda, será necesario girar $1,5^\circ$ el volante. De hecho, para efectuar el giro de 3m de radio, habrá que girar el volante 36° tanto para un lado como para otro.

7. Validación del sistema

Definidas las dimensiones del sistema, queda comprobar si el sistema de dirección será capaz de soportar las cargas a las que estará sometido.

Así pues, en este apartado se realizará un análisis resistente de cada uno de los componentes. Para llevarlo a cabo, se ha hecho uso del programa ANSYS 19.0 que ha permitido obtener las tensiones y deformaciones de cada uno bajo un determinado estado de carga. Estos valores permitirán verificar su resistencia, teniendo en cuenta el criterio de aceptación que, previamente, se haya definido.

7.1. Unidades

Dado que el programa no utiliza ningún tipo de conversión de unidades, estas se deben introducir de forma coherente.

En particular, se ha utilizado como unidades básicas: Peso [Toneladas], Longitud [mm] y Tiempo [s]. En consecuencia: Fuerza [N], Tensión [MPa], Aceleración [mm/s²] y Deformaciones [adimensional].

7.2. Metodología

En este proyecto, se ha realizado el análisis resistente siguiendo el método de los elementos finitos.

Este método se basa en transformar un medio continuo (sometido a un sistema de cargas y con unos enlaces) en un modelo discretizado que lo aproxima (formado por nodos, elementos y condiciones de contorno). Se observa, pues, que este método no deja de ser una aproximación del problema real, en el que el grado de semejanza dependerá de qué tan bien se haya idealizado el problema.

A la hora de aplicar este método se distinguen 3 fases:

- Pre-proceso: se define la geometría de la pieza, el tipo de elemento que representará su comportamiento, las propiedades de los materiales, se genera el mallado y se aplica las condiciones de contorno necesarias para solventar el problema.
- Cálculo (en este proyecto, un cálculo lineal): en esta fase el programa, mediante un algoritmo matemático, es capaz de obtener los desplazamientos en cada uno de los

nodos de la pieza.

- Post-procesado: el programa es capaz de calcular las variables de interés a partir de los desplazamientos calculados.

7.3. Descripción del modelo

En este proyecto se ha creado un modelo para cada uno de los componentes, a excepción del volante. De este último no se hará la validación ya que ha sido un componente que se ha adquirido ya fabricado.

Modelo de columna de dirección

Para la columna de dirección se ha definido el elemento tipo “BEAM”. Este tipo de elemento es adecuado para analizar estructuras delgadas o moderadamente gruesas, como es el caso de la columna de dirección. Además, se considera que este elemento (que puede tener 2 o 3 nodos y 6 grados de libertad por nodo) ya dará una buena aproximación de los resultados, para el tipo de carga al que estará sometida la columna (principalmente torsión).

Además, a los elementos tipo “BEAM” también es necesario definirles el tipo de sección. En este caso, se ha escogido dos secciones circulares: una para la columna de dirección ($\varnothing 20\text{mm}$) y otra para el soporte del volante ($\varnothing 25\text{mm}$).

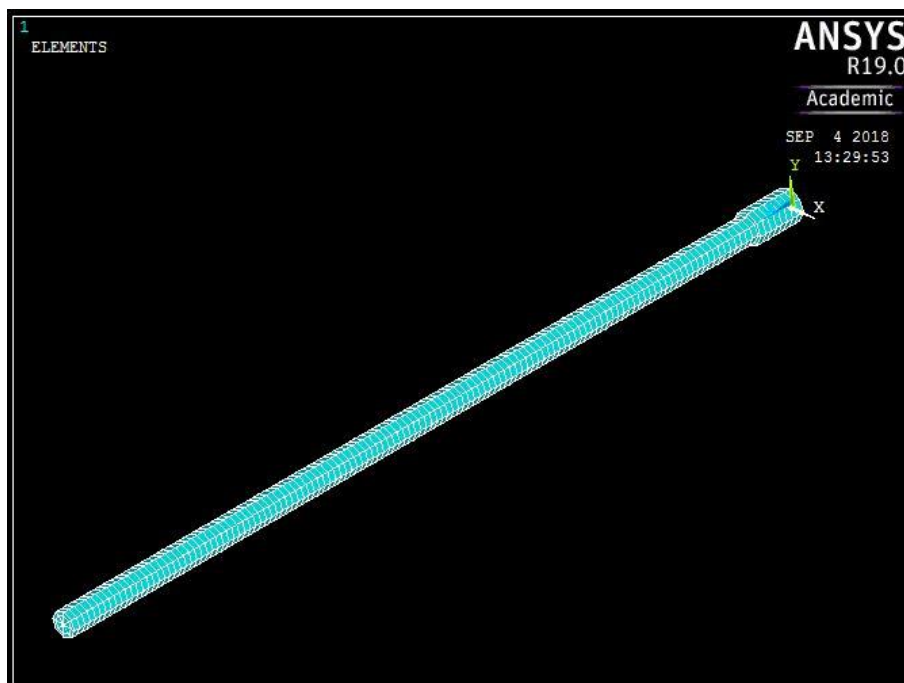


Figura 7.1 Modelo de columna dirección.

Modelo de palanca

Para la palanca, en cambio, se he definido el elemento tipo “SHELL”. Este tipo de elemento se caracteriza por tener 4 u 8 nodos y 6 grados de libertad por cada uno.

Se ha escogido este tipo de elemento ya que, de este modo, la simulación se puede reducir a un problema de dos dimensiones. Se trata, pues, de un componente igual en toda su profundidad y tal que su estado de carga estará contenido en el plano.

A este elemento también es necesario definirle una propiedad, en este caso, el grosor de la chapa (5mm).

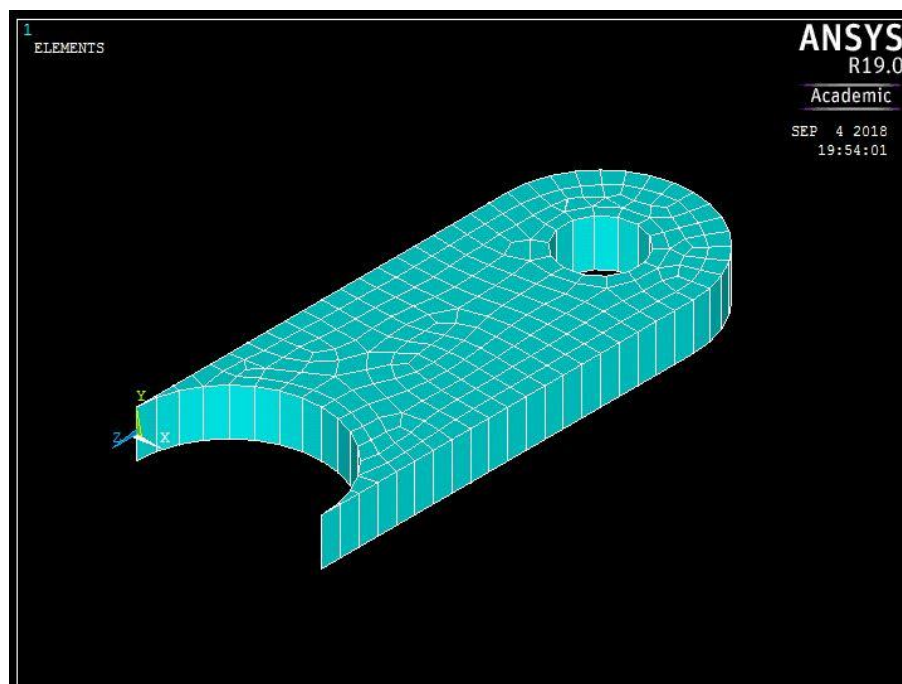


Figura 7.2 Modelo de la palanca.

Modelo de las varillas de dirección

Para este componente se definirá el mismo elemento que para la columna de dirección: elementos tipo “BEAM”. Sin embargo, en este caso será necesario definir la sección como el área efectiva de la varilla ($\varnothing 6,62\text{mm}$) ya que, si bien se recuerda, se trata de una barra roscada por el exterior (M8).

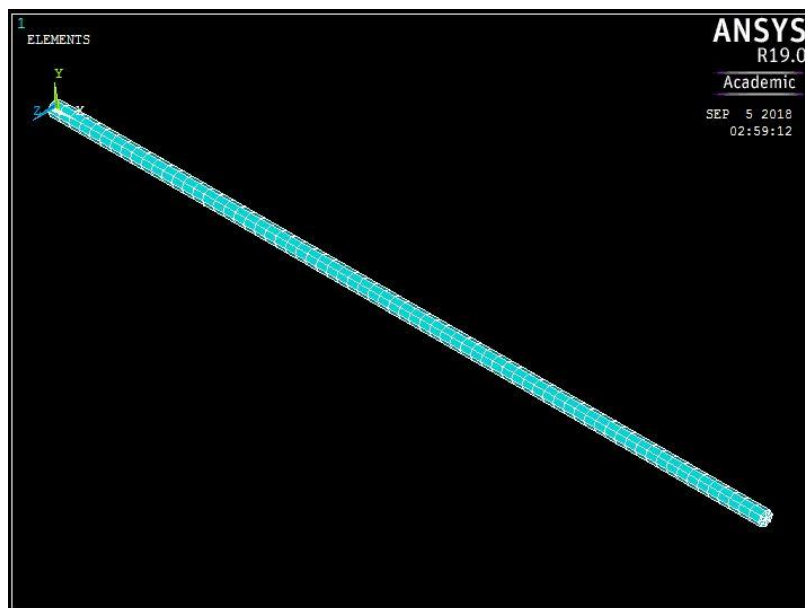


Figura 7.3 Modelo de las varillas de dirección.

Modelo de los brazos de dirección

Por último, para los brazos de dirección, dado que se trata de un componente de características similares a las de la palanca, también se ha definido el elemento tipo “SHELL”.

El espesor de este elemento también será de 5mm.

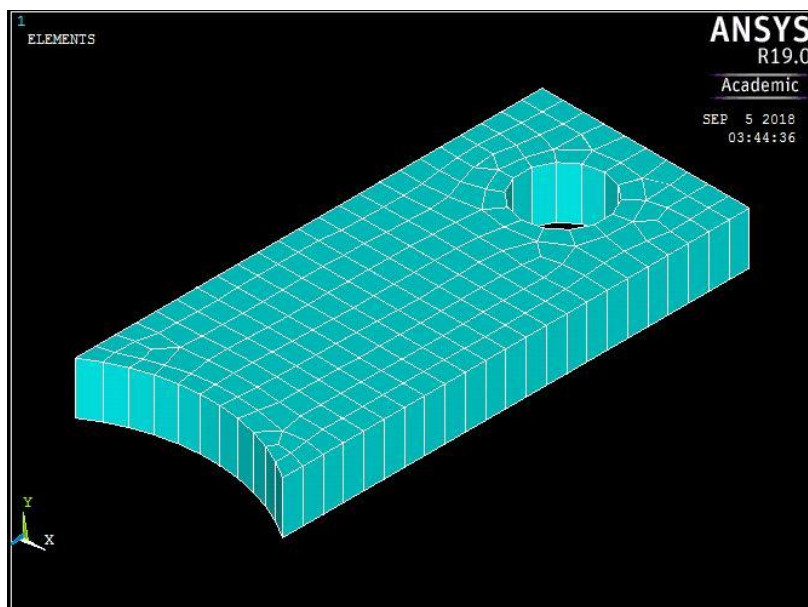


Figura 7.4 Modelos de los brazos de dirección.

7.4. Materiales

La *Tabla 7.1* muestra los materiales que se han definido para cada uno de los componentes. Concretamente, se ha definido: módulo de Young (E), coeficiente de Poisson (ν), densidad (ρ) y límite elástico (f_y).

Tabla 7.1 Materiales definidos para cada componente.

COMPONENTE	MATERIAL	E [MPa]	ν	ρ [g/cm ³]	f_y [MPa]
Columna de dirección	Acero al carbono (SAE 1045)	210.000	0,3	7,85	413
Palanca	Acero al carbono (S355)	210.000	0,3	7,85	355
Varillas de dirección	Acero inoxidable (AISI 304)	210.000	0,27	7,85	230
Brazos de dirección	Acero al carbono (S355)	210,000	0.3	7,85	355

7.5. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno tienen un papel fundamental en el método de los elementos finitos ya que de estas depende, en gran medida, qué tan semejante sea simulación al problema real. Interesa, pues, definir unas condiciones de contorno lo más precisas posibles con tal de obtener unos resultados lo más próximos a la realidad.

En este proyecto, para cada componente se ha determinado unas condiciones de contorno específicas. Pero, antes de definir las, se justificará el caso de carga que se ha considerado.

El caso de carga a analizar se ha determinado en base a un artículo publicado en Julio de 2010 por un juez de *Fórmula Student*, Steve Fox, en el que se analizaba qué tan robustos debían ser los sistemas de control en un vehículo de *Fórmula Student*: sistema de dirección, freno, acelerador y cambio de marchas.

Así pues, mediante este artículo, se ha podido determinar el nivel de esfuerzos que el

sistema de direcció deberá soportar sin que se produzcan daños en el mismo.

Concretamente, en el artículo se determinaba:

- Par mínimo a soportar (aplicado en el volante): 100-135Nm.
- Fuerza radial mínima a soportar (aplicada en el volante): 660N.
- Par medio ejercido en el volante: 60Nm (máximo 81Nm).

Columna de dirección

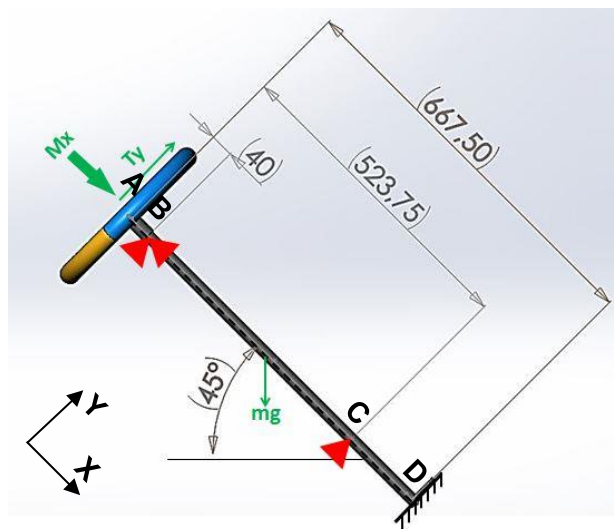


Figura 7.5 Condiciones de contorno: columna de dirección. (Cotas en [mm] y [°])

Considerando los ejes globales mostrados en la *Figura 7.5*, las condiciones de contorno que se han aplicado a la columna de dirección son:

- En A se han aplicado las cargas mínimas a soportar por el sistema de dirección: $T_y = 660N$; $M_x = 135000Nmm$.
- En B se han restringido los movimientos en X y en Y ya que es el punto en el que se apoyará la columna a su soporte.
- En C se ha restringido el movimiento en Y ya que, en este punto, se colocará un rodamiento de bolas (este absorberá una pequeña parte del peso de la columna).
- En D, punto en el que se encuentra la palanca, se ha definido un empotramiento. De este modo, se simulará la situación más desfavorable (cuando el sistema alcanza su límite de recorrido).
- Finalmente, se ha definido un problema en el que está presente la gravedad.

Palanca

Para simular este caso, primeramente, se ha hecho una idealización: se ha considerado que la columna trabaja sin presencia de gravedad y puramente a torsión, de manera que la única reacción que aparecerá en el empotramiento (en D) será la que contrarresta al momento torsor aplicado (en A) (ver *Figura 7.5*).

Con esta idealización se simplifica el problema a estudiar ya que, como resultado de esta, solamente queda por definir qué fuerza se debe aplicar a la palanca para contrarrestar los 135.000Nmm. Como es de esperar, esta fuerza provendrá de las varillas de dirección y estará aplicada en el punto de articulación con estas.

Otra idealización realizada es que se ha considerado que la fuerza proveniente de las varillas será perpendicular al eje de simetría de la palanca.

Finalmente, se obtiene:

$$F_y = \frac{M_x}{d} = \frac{135000}{40} = 3375N$$

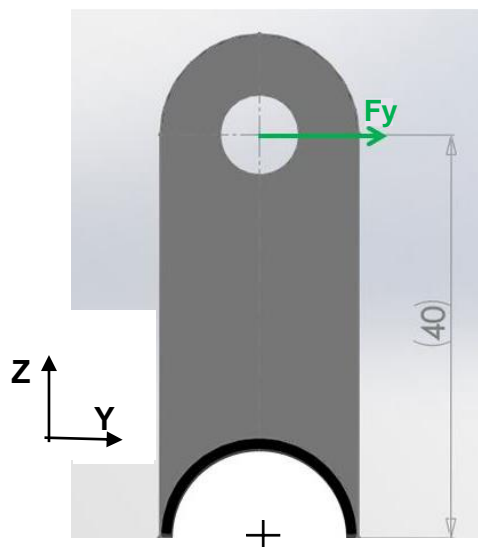


Figura 7.6 Condiciones de contorno: palanca. (Cotas en [mm])

Cabe remarcar que esta fuerza se ha repartido en 4 nodos del perímetro del agujero de la articulación con tal de simular un caso mucho más realista.

Por último, para simular la soldadura entre la palanca y la columna de dirección se ha definido un empotramiento en el perímetro de la base del componente.

Varillas de dirección

El caso de las varillas de dirección es totalmente trivial ya que trabajan, principalmente, a tracción o compresión, gracias a la libertad angular de las rótulas esféricas.

En este caso, las condiciones de contorno aplicadas son un empotramiento y una fuerza axial (N_x) de 3375N (el peor de los casos).



Figura 7.7 Condiciones de contorno: varillas de dirección.

Brazos de dirección

Por último, para los brazos de dirección se han aplicado las mismas condiciones de contorno que en caso de la palanca.

Se ha definido un empotramiento en la zona en la que se encuentra la soldadura con la mangueta y se ha aplicado una carga transversal (F_y) de 3375N.

En este caso, la carga también se ha repartido en 4 nodos del perímetro del agujero de la articulación.

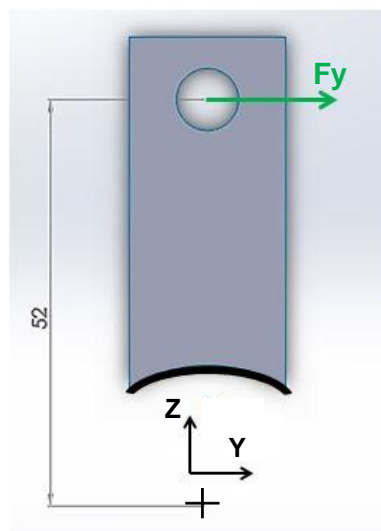


Figura 7.8 Condiciones de contorno: brazos de dirección. (Cotas en [mm])

7.6. Criterios de aceptación

En este proyecto, el criterio de aceptación que se ha seguido es el criterio de resistencia o de las tensiones. Este criterio determina que una pieza/estructura no fallará ante una carga estática, siempre y cuando la tensión máxima resultante ($\sigma_{m\acute{a}x}$) sea menor o igual a la tensión admisible por el material (σ_{ADM}).

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{ADM} \left(= \frac{fy}{\gamma_s} ; \text{ en materiales dúctiles } \right)$$

Donde: γ_s = coeficiente de seguridad.

Concretamente, se comparará la tensión admisible por el material con la tensión equivalente de Von Mises ($\sigma_{eq\ VM}$), tensión que es calculada como combinación de la tensión normal (σ_x) y tangencial (τ_{xy}) en cada punto de la pieza.

$$\sigma_{eq\ VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Así pues, se deberá verificar que la tensión equivalente de Von Mises sea menor o igual a la tensión admisible por el material en cualquier punto de la pieza.

Cabe remarcar que, en las piezas en las que se ha definido una soldadura (palanca y brazo de dirección), se aplicará el criterio de las tensiones considerando la zona afectada térmicamente (ZAT), la cual determina que en la zona cercana a la soldadura las propiedades del material disminuyen un 10% en el acero.

7.7. Resultados

A continuación, se presentan los resultados obtenidos en cada una de las simulaciones. Se mostrará tanto la distribución de tensiones como el campo de desplazamientos.

Columna de direcció

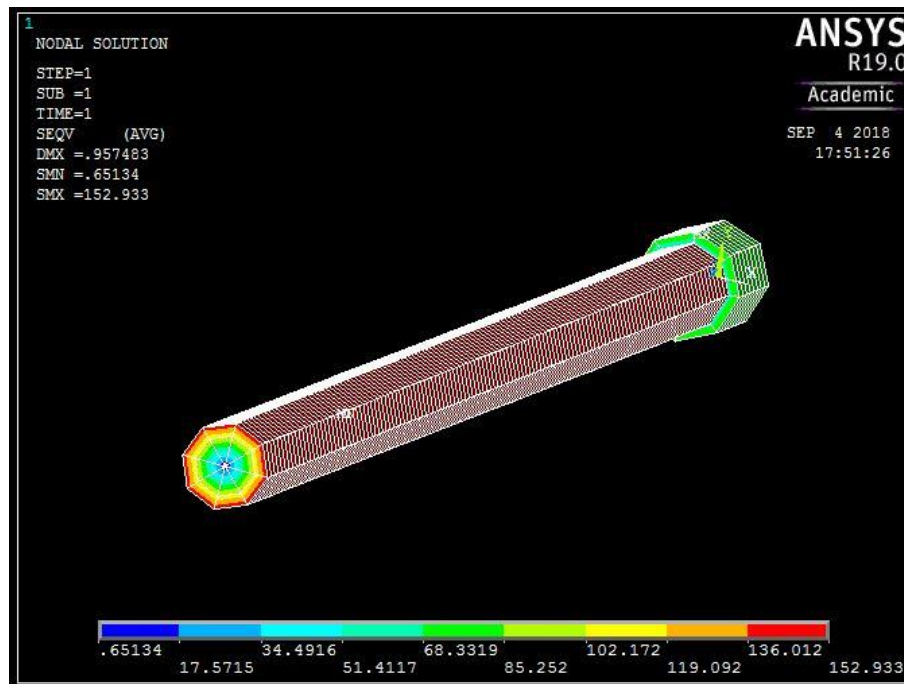


Figura 7.9 Distribución de tensiones de Von Mises: columna de direcció.

Considerando la tensión de límite elástico de este componente (413MPa), resulta un coeficiente de seguridad (γ_s) de 2,7.

Tal y como se mencionó en la fase del diseño, y así lo demuestra el coeficiente de seguridad obtenido, este componente está sobredimensionado. Cabe remarcar que el coeficiente de seguridad sería inclusive mayor si se aplicase la carga de servicio (60Nm).

De cara a optimizar este componente, la mejor manera sería utilizar un perfil tubular ya que las tensiones máximas se encuentran en la superficie de la columna, quedando en el interior las mínimas.

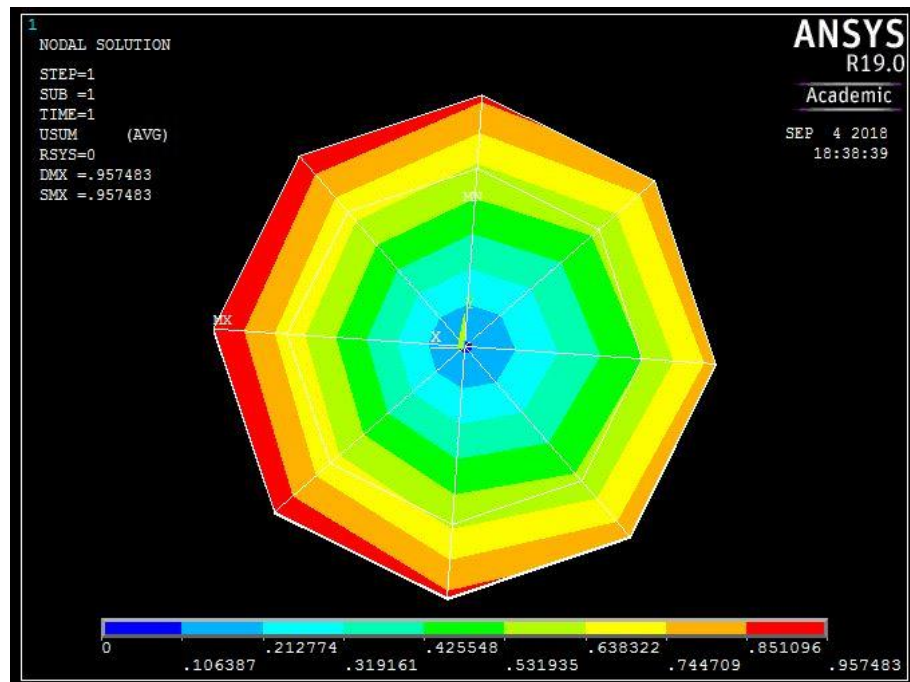


Figura 7.10 Desplazamientos: columna de dirección.

En cuanto a los desplazamientos, se observa que el máximo desplazamiento (0,95mm) se produce a la izquierda del perímetro del soporte. Esto es debido a que, en esta zona, se suman los desplazamientos debidos al momento torsor y al esfuerzo cortante vertical.

Palanca

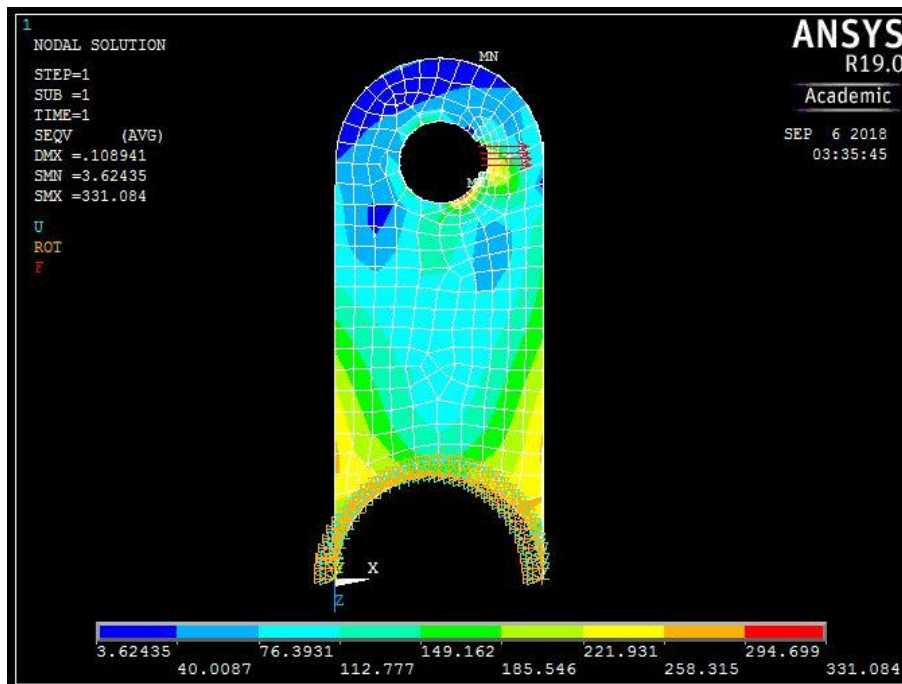


Figura 7.11 Distribución de tensiones de Von Mises: palanca

A la vista de la distribución de tensiones, se observa que la tensión máxima que se alcanza es de 331,1MPa y se da en un punto del perímetro de la articulación.

En consecuencia, el coeficiente de seguridad que se obtiene es próximo a la unidad ($f_y = 355$) y, por lo tanto, se puede afirmar que este componente no fallará en la carga normal de servicio (en ese caso, el coeficiente de seguridad aumentaría).

En lo que respecta a la zona de material cercana a la soldadura, se dan tensiones del orden de 258MPa que, considerando la zona afectada térmicamente, tampoco supondrían ningún problema a nivel de resistencia.

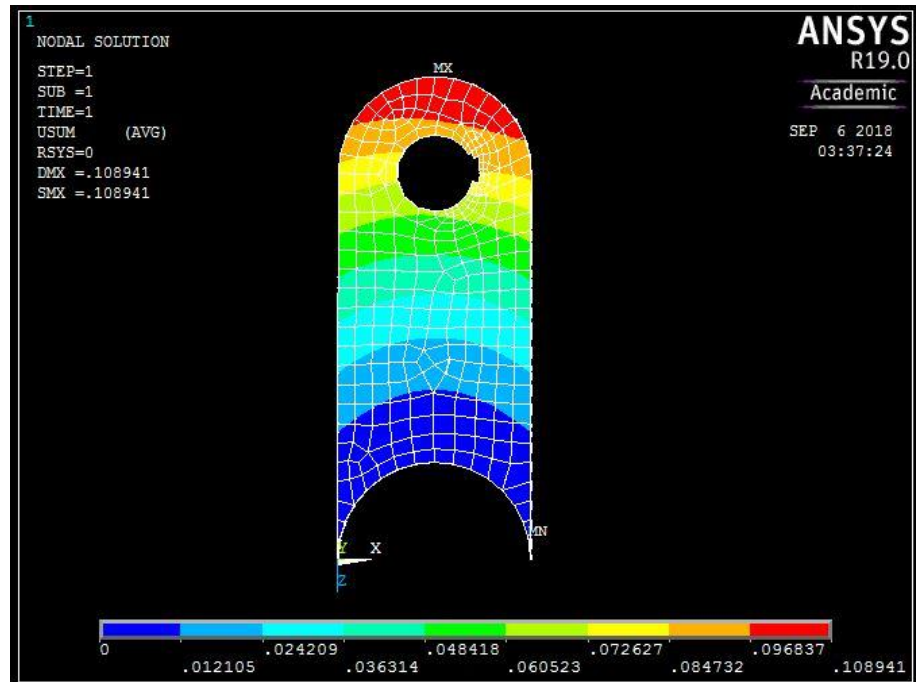


Figura 7.12 Desplazamientos: palanca.

En cuanto al desplazamiento máximo (0,109mm), este se da, como no podría ser de otra manera, en el extremo de la palanca debido a que el componente trabaja a flexión.

Este nivel de desplazamientos no es apropiado en sistema de dirección ya que podría restarle precisión al sistema. No obstante, cabe recordar que no se ha simulado el caso de carga de servicio sino un caso extremo.

Varillas de dirección

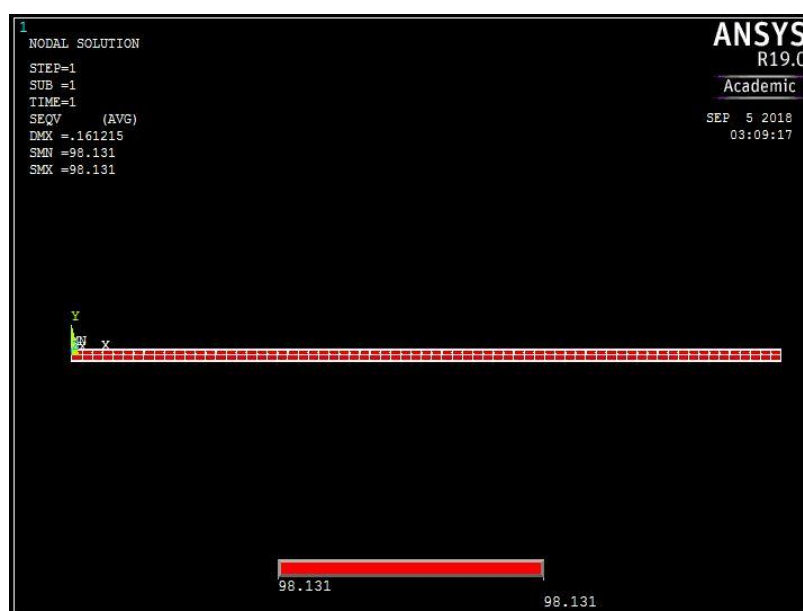


Figura 7.13 Distribución de tensiones de Von Mises: varillas de dirección.

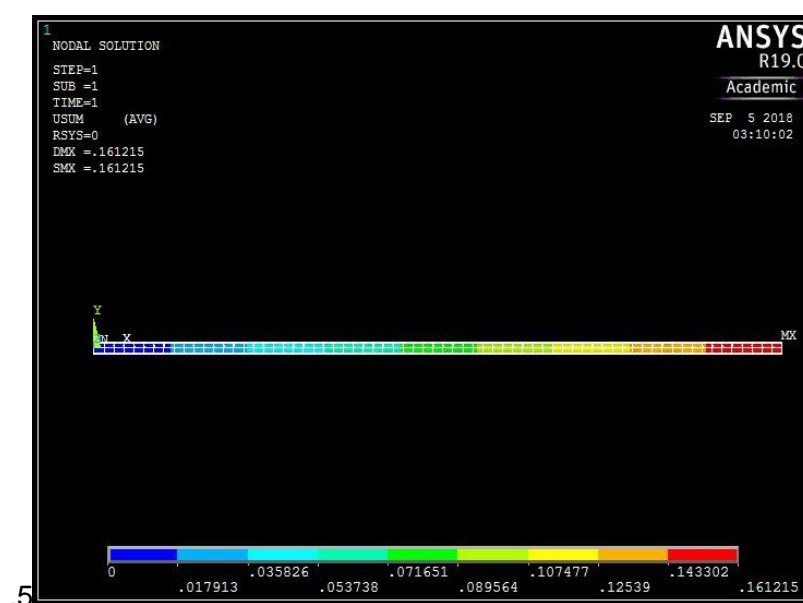


Figura 7.14 Desplazamientos: varillas de dirección.

Como era de esperar, este componente soportará sin ningún inconveniente la carga aplicada. Así pues, habría que estudiar la manera de optimizarlo con tal de reducir la masa total del sistema. Utilizar una barra de aluminio sería una buena alternativa.

Brazos de dirección

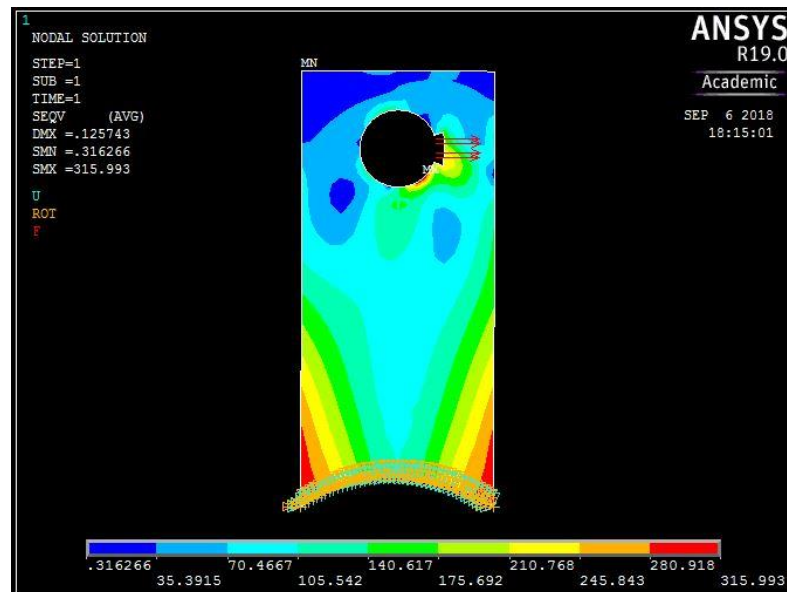


Figura 7.15 Distribución de tensiones de Von Mises: brazos de dirección.

En este caso, hay tres zonas en las que se alcanza la tensión máxima (316Mpa), dos de ellas en la zona cercana a la soldadura. Aun así, el coeficiente de seguridad que se obtiene continúa siendo mayor a la unidad. Por lo tanto, se puede afirmar que este componente tampoco fallará en la carga de servicio (el coeficiente de seguridad aumentaría).

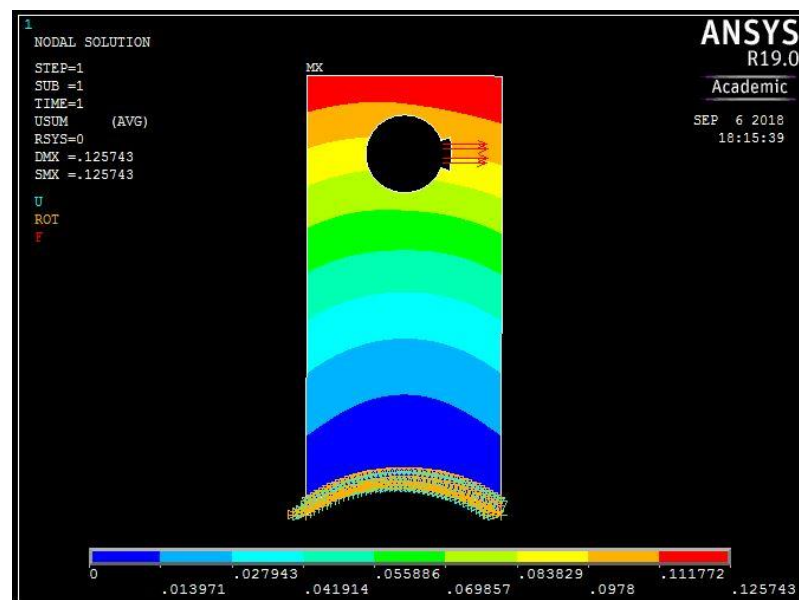


Figura 7.16 Desplazamientos: brazos de dirección.

Al igual que para la palanca, el desplazamiento máximo (0,13mm) se da en el extremo del brazo ya que también se trata de un componente que trabaja a flexión.

7.8. Cálculo de la garganta de la soldadura

En el análisis numérico de la palanca y de los brazos de dirección se ha visto que el material no fallará aun perdiendo el 10% de sus propiedades en la zona cercana a la soldadura (zona afectada térmicamente).

Sin embargo, en el análisis se consideró que la soldadura era infinitamente resistente, algo que nunca se dará en la realidad. Por lo tanto, será necesario dimensionarla.

Observando la *Figura 7.6* y *Figura 7.8*, se deduce que se trata una soldadura que trabajará a flexión y que, por lo tanto, tendrá que soportar una combinación de tensiones (cortantes y normales).

La idea inicial es realizar una soldadura en ángulo de tal manera que los cordones de soldadura se apliquen: uno en el perímetro superior de la base del componente y el otro en el perímetro inferior.

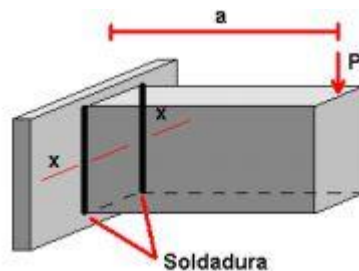


Figura 7.17 Esquematzación de la soldadura a calcular.

Para una soldadura de estas características se obtiene que:

$$\tau = \frac{Fy}{A}$$

Donde: τ : tensión cortante interna de la pieza.

Fy : esfuerzo cortante (3375N) que produce la tensión cortante.

A : área total de las gargantas de soldadura. ($A = 2 \cdot d \cdot hc$, para el tipo de soldadura definido).

hc : longitud del cateto de la soldadura.

d : longitud del cordón de soldadura.

Y, por otra parte:

$$\sigma = \frac{M}{I}$$

Donde: M : momento flector en la sección de la soldadura.

I : momento resistente de la garganta de la junta ($I = 0,707 \cdot hc \cdot Iu$)

Iu : momento resistente unitario. ($Iu = \frac{d^2}{3}$, para el tipo de soldadura definido).

Agrupando los términos, resulta:

$$\tau = \frac{Fy}{A} = \frac{Fy}{2 \cdot d \cdot hc}$$

$$\sigma = \frac{M}{I} = \frac{M}{0,707 \cdot hc \cdot \frac{d^2}{3}}$$

Para determinar el valor de d , se ha considerado que las piezas no tienen una curvatura definida en la base, sino que son totalmente rectas. De esta manera:

$$d = 20mm \text{ (par ambos componentes)}$$

Ahora bien, el valor de M sí que difiere entre los componentes:

- Para los brazos de dirección: $M = 3375 \cdot 45 = 151875Nmm$
- Para la palanca: $M = 3375 \cdot 40 = 135000Nmm$

Al tratarse de una combinación de tensiones, se calculará la tensión equivalente de Von Mises. De esta manera se deberá verificar que:

$$\sigma_{eq\ VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{ADM} = \frac{355}{1,5}$$

Operando, resulta:

- Para los brazos de dirección: $hc \geq 6,8mm$
- Para la palanca: $hc \geq 6,1mm$

Y, por lo tanto, la profundidad de la garganta de soldadura deberá ser:

- Para los brazos de dirección: $h \geq \frac{6,8mm}{\sin 45^\circ} = 9,62\ mm.$
- Para la palanca: $hc \geq \frac{6,1mm}{\sin 45^\circ} = 8,63\ mm.$

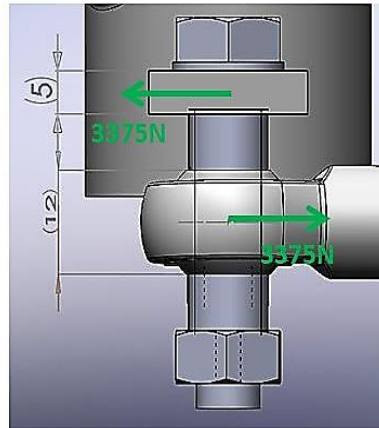
7.9. Validación de los pernos

Para realizar el cálculo de las uniones se idealizará el montaje visto. Se considerará, pues, que no se transmitirá ningún momento entre los elementos a unir. De esta manera, el perno tan solo podrá fallar por cizalladura o por aplastamiento.

1. Cálculo del perno de los brazos de dirección:

**Perno Acero
Inoxidable M8**

 $f_y = 210\text{MPa}$



*Figura 7.18 Esquematzación de la unión: brazo de dirección-cabeza de rótula.
(Cotas en [mm])*

- El perno no fallará por cizalladura si se verifica que:

$$\tau \leq \tau_{ADM} \quad (\text{Ec. 7.1})$$

Donde:

$$\tau = \frac{T}{A}$$

$$\tau_{ADM} = 0,8\sigma_{ADM} \text{ (si el elemento de unión es un perno)}$$

τ : tensión cortante interna del perno.

T : esfuerzo cortante al que está sometido el perno (3375 N)

A : área del perno que soporta el esfuerzo.

τ_{ADM} : tensión cortante admisible por el perno.

σ_{ADM} : tensión admisible por perno.

La tensión de límite elástico (f_y) del perno es 210Mpa. Asimismo, para realizar estos cálculos se tomará un coeficiente de seguridad (γ_s) de 1,5.

Se obtiene:

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{3375}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{3375}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 67,14 MPa$$

$$\tau_{ADM} = 0,8\sigma_{ADM} = 0,8 \frac{210}{1,5} = 112 MPa$$

Se verifica que el perno no fallará por cizalladura.

➤ El perno no fallará por aplastamiento si se verifica que:

$$\sigma \leq \sigma_{ADM} \quad (Ec. 7.2)$$

Donde:

$$\sigma = \frac{N}{A'}$$

$$\sigma_{ADM} = 2,5\sigma_{ADM} \text{ (si el elemento de unión es un perno)}$$

σ : tensión interna del perno.

N : esfuerzo normal al que está sometido el perno (3375 N)

A' : área del perno proyectada o ficticia que soporta el esfuerzo.

σ_{ADM} : tensión admisible por el perno.

En este caso, hay dos áreas ficticias que soportan el esfuerzo normal:

- La que pertenece a la rótula: $A'_{ROTULA} = 8 \cdot 12 = 96 mm^2$
- La que pertenece al brazo de dirección: $A'_{BRAZO} = 8 \cdot 5 = 40 mm^2$

El área ficticia del brazo de dirección, al ser más pequeña, tiene más posibilidades de ceder. Así pues, se obtiene:

$$\sigma = \frac{N}{A'_{BRAZO}} = \frac{3375}{40} = 84,37 MPa$$

$$\sigma_{ADM} = 2,5\sigma_{ADM} = 2,5 \cdot \frac{210}{1,5} = 350 MPa$$

Se verifica que el perno tampoco fallará por aplastamiento y, en consecuencia, soportará la carga sin problemas.

2. Cálculo del perno colocado de la palanca:

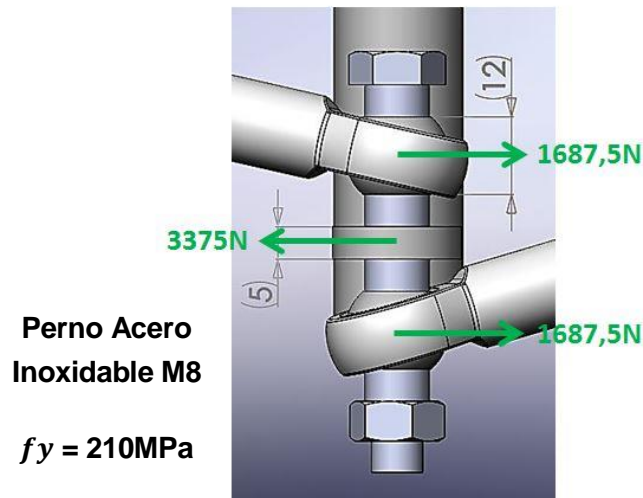


Figura 7.19 Esquematzació de la unió: palanca-cabeces de rótula. (Cotas en [mm])

- Al igual que para el caso anterior, el perno no fallará por cizalladura si se verifica la ecuación (Ec. 7.1).

Pero, en este caso, hay dos áreas que soportan el esfuerzo cortante, por lo que resulta:

$$\tau = \frac{T}{2A} = \frac{3375}{2 \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{3375}{2 \frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 33,57 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ADM} = 0,8 \sigma_{ADM} = 0,8 \frac{210}{1,5} = 112 \text{ MPa}$$

Se verifica que el perno no fallará a cizalladura.

- Del mismo modo, el perno tampoco fallará por aplastamiento si se verifica la ecuación (Ec. 7.2).

En este caso, las áreas ficticias que soportan el esfuerzo normal son:

- De las rótulas: $A'_{ROTULA} = 2 \cdot 8 \cdot 12 = 192 \text{ mm}^2$
- De la palanca $A'_{PALANCA} = 8 \cdot 5 = 40 \text{ mm}^2$

Al coincidir el área ficticia de la palanca con la ficticia del brazo de dirección, no es necesario seguir calculando. Se puede afirmar ya, que el perno tampoco fallará por aplastamiento.

7.10. Validación de las cabezas de rótula

Por último, se hará la validación de las cabezas de rótula. Para hacerlo, se ha hecho una búsqueda de la carga estática radial que este tipo de componentes puede soportar. Después de analizarlas, se observó que esta dependía principalmente del tamaño del componente.

En concreto, una cabeza de rótula hembra con rosca M8 está diseñada para trabajar bajo una carga estática que ronda los 1000daN (10000N). Por lo tanto, se puede afirmar que la cabeza de rótula escogida soportará, sin ningún inconveniente, la carga estática aplicada (3375N).

8. Presupuesto

A continuación, se muestra el presupuesto del proyecto. En este se detalla el coste de diseño, el coste de los materiales y el coste asociado a la fabricación del sistema de dirección.

Costes de diseño:

- Horas de ingeniería:

Concepto	Precio por hora	Horas	TOTAL
Análisis de mercado	10,00 €/h	120 h	1200,00 €
Cálculos	10,00 €/h	280 h	2800,00 €
Confección de memoria y planos	10,00 €/h	280 h	2800,00 €
			6800,00 €

- Infraestructura:

Concepto	Precio unitario	Cantidad	TOTAL
PC+ Impresora	300,00 €	-	300,00 €
Material de oficina (papel, bolígrafos, tinta...)	50,00 €	-	50,00 €
Licencia SolidWorks	6600,00 €/año	5 meses	2750,00 €
Licencia ANSYS	19113,64 €/año	2 meses	3185,61 €
Licencia Microsoft Office	69,00 €/año	8 meses	46,00 €
			6331,61 €

Costes de materiales:

Concepto	Precio unitario	Cantidad	TOTAL
Volante Ø31cm	75,00 €/ud.	1 ud.	75,00 €
Rodamiento de bolas + soporte	6,00 €/ud.	1 ud.	6,00 €
Cabezas de rótula hembra M8	5,00 €/ud.	4 ud.	20,00 €
Tornillería varia (pernos, arandelas, tuercas, ...)	50,00 €	-	50,00 €
Barra acero SAE 1045 Ø20	0,49 €/Kg	1,58 Kg	0,77 €
Barra acero SAE 1045 Ø25	0,49 €/Kg	0,15 Kg	0,08 €
Chapa acero S355 espesor 5mm	0,48 €/Kg	0,22 Kg	0,11 €
Barra acero inoxidable AISI 304 M8	4,70 €/Kg	0,14 Kg	0,67 €
			152,62 €

Costes de fabricación:

Concepto	Precio unitario	Cantidad	TOTAL
Soldadura por arco eléctrico	300,00 €	-	300,00 €
Mecanizado por abrasión (rectificadora y amoladora radial)	400,00 €	-	400,00 €
Mecanizado por arranque de viruta (taladro eléctrico y de banco)	250,00 €	-	250,00 €
Útiles de metrología (metro y pie de rey)	15,00 €	-	15,00 €
Herramientas varias de taller (llaves, carraca, limas, ...)	110,00 €	-	110,00 €
Transporte	60,00 €	-	60,00 €
Horas de taller	8,00 €/h	100,00 h	800,00 €
			1935,00 €

Presupuesto General:

Concepto	Precio	TOTAL
Costes de diseño	13131,61 €	13131,61 €
Costes de materiales	152,62 €	152,62 €
Costes de fabricación.	1935,00 €	1935,00 €
		15219,23 €

9. Impacto ambiental

El impacto ambiental se define como todo efecto (positivo o negativo) que causa una actividad humana sobre el medio ambiente.

En particular, en este proyecto la actividad a desarrollar ha consistido en la construcción del sistema de dirección de un vehículo eléctrico. Durante la construcción del sistema (en general, del vehículo) se han dado una serie de actividades que han contribuido al impacto ambiental. Entre estas, la que ha tenido más influencia en el sistema de dirección ha sido la obtención del acero.

En cuanto al acero, se trata de uno de los materiales más reciclados del mundo, motivo por el cual su producción implica un reducido impacto ambiental. Según datos de la Unión de Empresas Siderúrgicas (UNESID), el 75% del acero fabricado en España es acero reciclado a partir de chatarra y, además, el 97% de subproductos que resultan de su fabricación pueden recuperarse y reciclarse. En conclusión, el acero tiene un ciclo de vida ilimitado.

Algunos de los parámetros que permiten cuantificar el impacto ambiental que supone la obtención del acero son: el contenido en energía (He) y la huella de carbono. El primero es un factor que cuantifica la energía necesaria para la producción de 1Kg de material a partir de su materia prima. En este se valora la energía necesaria para el transporte de la materia prima, la iluminación y el mantenimiento de la planta, entre otras cosas. Por otra parte, el segundo parámetro cuantifica los gases emitidos, en equivalente de Kg de CO_2 , durante la producción de 1Kg de material.

La siguiente tabla muestra el valor de estos parámetros para distintos materiales:

Tabla 9.1 Comparación Ecopropiedades de diferentes materiales.

MATERIAL	He (MJ/kg)	Kg CO_2 /Kg
Acero	26	1,6
Aluminio	210	13
Polímero	90	4
Madera	10	0,8

10. Planificación del proyecto (Gantt)

		feb-18			mar-18				abr-18					may-18				jun-18					
		Actividades/semana		S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12	S13	S14	S15	S16	S17	S18	S19	S20
Inicio del proyecto	1	Presentación del Equipo CREVE																					
	2	Asignación de responsabilidades																					
Búsqueda de información	3	Componentes del sistema dirección																					
	4	Tipos de sistema de dirección																					
Diseño de los componentes	5	Elección del sistema																					
	6	Estudio preliminar del sistema																					
	7	Diseño																					
	8	Validación																					
	9	Demanda de material																					
Fabricación de los componentes	10	Realización de planos																					
	11	Fabricación de los componentes																					
	12	Montaje del sistema																					
	13	Verificación del sistema																					
14	Tareas de colaboración con el Equipo CREVE																						
15	Pruebas dinámicas ElectroCat (9 JUNIO)																						
Confección de la memoria	16	Redacción de la memoria																					
	17	Presupuesto																					
	18	Análisis del impacto ambiental																					
	19	Conclusiones																					
20	Presentación del proyecto																						

			jun-18			jul-18					ago-18				sep-18		
			Actividades/semana		S18	S19	S20	S21	S22	S23	S24	S25	S26	S27	S28	S29	S30
Inicio del proyecto	1	Presentación del Equipo CREVE															
	2	Asignación de responsabilidades															
Búsqueda de información	3	Componentes del sistema dirección															
	4	Tipos de sistema de dirección															
Diseño de los componentes	5	Elección del sistema															
	6	Estudio preliminar del sistema															
	7	Diseño															
	8	Validación															
	9	Demanda de material															
Fabricación de los componentes	10	Realización de planos															
	11	Fabricación de los componentes															
	12	Montaje del sistema															
	13	Verificación del sistema															
14	Tareas de colaboración con el Equipo CREVE																
15	Pruebas dinámicas ElectroCat (9 JUNIO)																
Confección de la memoria	16	Redacción de la memoria															
	17	Presupuesto															
	18	Análisis del impacto ambiental															
	19	Conclusiones															
20	Presentación del proyecto																

Conclusiones

Durante el desarrollo de este TFG se ha podido extraer varias conclusiones, entre estas:

- Se ha visto que, para diseñar un sistema de dirección mecánico, es necesario solventar un problema geométrico que radica en hacer que la rueda interior (a una curva) gire más que la exterior.
- Además, como se ha visto en el primer diseño, para conseguirlo no basta con hacer que las prolongaciones de los brazos de dirección corten en el punto medio del eje trasero del vehículo, ya que las longitudes de los componentes también juegan un papel muy importante. No hay que olvidar, pues, que la solución propuesta con el mecanismo de Ackermann-Jeantaud no deja de ser una idealización plasmada en dos dimensiones.
- Por otra parte, en este proyecto, gran parte del diseño ha venido condicionado por las dimensiones del vehículo. Lo que ha dejado poco margen de maniobra para diseñar el sistema, pero, a la vez, también ha supuesto un verdadero reto poder llegar hasta la solución final.
- Por último, en cuanto a la validación del sistema, se ha verificado que este no fallará al aplicársele la carga estática determinada. Sin embargo, hubiese sido interesante realizar, además, un estudio a fatiga de los componentes.

En general, se puede decir que los objetivos planteados al inicio del proyecto se han logrado alcanzar. Con el diseño propuesto, pues, el vehículo podrá participar (y de hecho lo hizo) en las pruebas de la ElectroCat 2018.



Vehículo del Equipo CREVE

Agradecimientos

Antes de dar por finalizado este proyecto quisiera agradecer, primeramente, a todo el Equipo CREVE: Sergi Franch, Víctor Gutiérrez, Marc Jodar, Abdelkader Lahmidi, Daniel Muñoz y Daniel Vargas ya que han hecho, de este proyecto, una experiencia inolvidable.

Además, a mi tutor Dr. Emilio Hernández por haberme dado la oportunidad de colaborar en un proyecto de esta índole.

Por último, a mi familia, por su apoyo incondicional y comprensión.

De todo corazón, gracias a todos.

Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] X. AYNETO, F. MARIMÓN, F. ROURE. *Resistencia de Materiales (fascículos 1-3 y 4-6)*. Barcelona: ETSEIB-CPDA. 2009.
- [2] LUQUE, PABLO; ÁLVAREZ MÁNTARAS, DANIEL; VERA, CARLOS. *Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico*. Madrid: Thomson, cop. 2004.
- [3] [<http://www.zonagravedad.com/modules.php?name=News&file=article&sid=741&mode=thread&order=1&thold=0>, Marzo 2018]
- [4] [<https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/steves-box-of-tricks/>, Marzo2018]
- [5] [<https://www.pdcahome.com/2569/matriz-de-pugh-ayuda-a-la-toma-de-decisiones/>, Marzo 2018]
- [6] [http://wiki.dtonline.org/index.php/Bell_Crank, Agosto 2018]
- [7] [https://unesid.org/docs/20160602_NPrensa_UNESID_Acero_2016_Sostenibilidad.pdf, Agosto 2018]
- [8] [<http://umh1796.edu.umh.es/wp-content/uploads/sites/272/2013/02/sistema-de-direccion-texto1.pdf>, Agosto 2018]
- [9] [<http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Uniones%20soldadas%20sexta%20edicion%202013.pdf>, Agosto 2018]

Bibliografía complementaria

- [1] [http://www.ansys.stuba.sk/html/elem_55/chapter4/ES4-188.htm, Julio 2018]
- [2] [http://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_SHELL281.html, Julio 2018]
- [3] [<https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07%20Transmisión/LASIOM%2008%20Cabezas%20de%20rótula%20DIN%20648%20serie%20K.pdf>, Agosto 2018]

- [4]** [https://www.wasi.de/fileadmin/user_upload/Downloadbereich/kataloge/Catalogo_normalizado_2011.pdf, Agosto 2018]

- [5]** [<https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf?sequence=2>, Agosto 2018]

- [6]** CES EDUPACK 2013